

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh CNC soustruhu

Design of CNC lathe

Student:

Bc. Aleš Rajdus

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Aleš Rajdus**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Návrh CNC soustruhu**
Design of CNC Lathe
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte číslicově řízený soustruh pro výrobu náhradních dílů pro modely na dálkové ovládání. Obráběný materiál budou oceli (max. mech. vlastnosti odpovídající oceli E360) a plasty. Pro obrábění budou používány nástroje jak z RO tak s vyměnitelnými destičkami P10 a P20. Maximální zástavbový prostor (šxdxv) 1200x800x2000 mm. Maximální průměr polotovaru 200 mm. Maximální průměr obrobku nad ložem 260 mm. Vřeteno bude průchozí (min. průměr 20 mm), upínací rozhraní bude Mk3. Výměna nástrojů bude ruční s možností přestavby na automatickou výměnu nástrojů.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného CNC soustruhu se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh CNC soustruhu.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
MAREK, J., UČEŇ, O. *CNC obráběcí stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 103 s. ISBN 978-80-248-2329-4.
BRENÍK, P. *Obráběcí stroje. Konstrukce a výpočty: Konstrukce a výpočty*. 2. oprav. vyd. Praha: SNTL, 1986, 573 s.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě dne: 20.5.2018.....

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomové práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 20.5.2018.


.....
podpis

Bc. Aleš Rajdus
Dědičná 444
739 34 Šenov

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Oldřichovi Učni Ph.D. za vedení mé diplomové práce a jeho věcné připomínky. Děkuji také Mgr. Monice Vápeníkové za pomoc při gramatické kontrole diplomové práce. V neposlední řadě děkuji i rodině a přítelkyni za podporu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

RAJDUS, A. *Návrh CNC soustruhu : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2018, 50 s., Vedoucí práce: Učeň, O.

Diplomová práce pojednává o návrhu CNC soustruhu. Úvod je věnován historii a teorii, která je nezbytná pro pochopení fungování soustruhů. Následně jsou popsány dílčí části soustruhu a je blíže rozvedena volba konceptu stroje. V dalších bodech se zabývám samotným výběrem jednotlivých komponent a jejich kontrole. Závěr je věnován elektronice. Model navrženého CNC soustruhu je obsažen v příloze diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

RAJDUS, A. *Design of CNC lathe : master thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2018, 50 p., Thesis head: Učeň O.

Master thesis is focused on design of CNC lathe. The introduction is about a history and theory, which is necessary to understand how lathes work. Then the parts of the lathe are described and the choice concept of machine is broken down. Further I follow up the selection of components and their inspection. The conclusion is devoted to electronics. The model of designed CNC lathe is enclosed in enclosure of master thesis.

Obsah

Úvod.....	1
1. Soustruh	2
1.1. Historie	2
1.2. Princip soustružení	5
1.3. Rozdělení soustruhů	6
1.4. Nástroje.....	8
2. Varianty řešení	10
2.1. Lože	10
2.2. Vřeteník	11
2.3. Suport.....	11
2.4. Verdikt	11
3. Určení řezných podmínek	12
3.1. Řezná síla, kroutící moment a otáčky.....	12
3.2. Složky řezné síly.....	15
4. Návrh motoru	16
5. Návrh převodu	17
6. Návrh hřídele vřetena.....	19
6.1. Výpočet hřídele.....	20
6.2. Výpočet ložiska 7210	21
6.3. Výpočet ložiska 6209	22
7. Osa X (Příčný)	24
7.1 Kuličkový šroub	24
Kontrola maximálních otáček:	25
Kontrola vzpěrné tuhosti.....	25
Kontrola otáčkového faktoru	26
Kontrola životnosti.....	26
7.2 Pohon	27
7.3 Lineární vedení	27
8. Osa Z (Podélný)	31
8.1. Kuličkový šroub	31
Kontrola maximálních otáček:	31
Kontrola vzpěrné tuhosti.....	32
Kontrola otáčkového faktoru	32
Kontrola životnosti.....	32
8.2. Pohon	33
8.3. Lineární vedení	33
9. Automatická výměna nástrojů	38

10. Kontrola průhybu	40
11. Elektronika	42
11.1. Ovládací prvky	42
11.2. Hardware	44
12. Závěr	45
Použitá literatura	47
Seznam příloh:	50

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Význam	Jednotka
C_{6209}	Dynamická únosnost ložiska 6209	kN
C_{7210}	Dynamická únosnost ložiska 7210	kN
C_{dynHGH}	Dynamická únosnost vozíku HGH	N
$C_{statHGH}$	Statická únosnost vozíku HGH	N
C_{xdyn}	Dynamická únosnost kuličkového šroubu osy X	N
C_{zdyn}	Dynamická únosnost kuličkového šroubu osy Z	N
D_{oMAX}	Průměr obrobku maximální	mm
D_{oMIN}	Průměr obrobku minimální	mm
F_{cP10}	Celková řezná síla pro nástroj P10	N
F_{cP20}	Celková řezná síla pro nástroj P20	N
F_{cRO}	Celková řezná síla pro nástroj RO	N
$F_{hm-hl.supx}$	Síla od hmotnosti pro osu X	N
$F_{hm-hl.supz}$	Síla od hmotnosti pro osu Z	N
$F_{řn}$	Napínací síla řemene	N
F_{a-7210}	Axiální síla působící na ložisko 7210	N
F_c	Řezná síla	N
F_f	Posuvová složka síly	N
F_{kx}	Maximální axiální síla na ose X	N
F_{kz}	Maximální axiální síla na ose Z	N
F_{maxx}	Maximální provozní axiální síla na ose X	N
F_{maxz}	Maximální provozní axiální síla na ose Z	N
$F_{mxSTŘ}$	Střední zatížení pro osu X	N
$F_{mzSTŘ}$	Střední zatížení pro osu Z	N
F_p	Pasivní složka síly	N
F_{r-6209}	Radiální síla působící na ložisko 6209	N
F_{r-7210}	Radiální síla působící na ložisko 7210	N
F_{vyp}	Síla pro výpočty	N
K_T	Součinitel tolerance	-
K_{v1}	Opravný součinitel řezné rychlosti	-
K_{v4}	Součinitel trvanlivosti	-
$L_{10-6209}$	Základní trvanlivost pro ložisko 6209	$ot * min^{-1}$
$L_{10-7210}$	Základní trvanlivost pro ložisko 7210	$ot * min^{-1}$
$L_{10h-6209}$	Hodinová životnost ložiska 6209	h
$L_{10h-7210}$	Hodinová životnost ložiska 7210	h
$L_{kšx}$	Životnost v otáčkách kuličkového šroubu osy X	$ot * min^{-1}$
$L_{kšxh}$	Životnost v hodinách kuličkového šroubu osy X	h
$L_{kšz}$	Životnost v otáčkách kuličkového šroubu osy Z	$ot * min^{-1}$
$L_{kšzh}$	Životnost v hodinách kuličkového šroubu osy Z	h
L_{lvx}	Jmenovitá životnost vozíku na ose X	km
L_{lvxh}	Jmenovitá životnost vozíku na ose X v hodinách	h
L_{lvz}	Jmenovitá životnost vozíku na ose Z	km
L_{lvzh}	Jmenovitá životnost vozíku na ose Z v hodinách	h

$M_{oMAX-P10}$	Řezný moment pro maximální průměr nástroje P10	Nm
$M_{oMAX-P20}$	Řezný moment pro maximální průměr nástroje P20	Nm
$M_{oMAX-RO}$	Řezný moment pro maximální průměr nástroje RO	Nm
$M_{oMIN-P10}$	Řezný moment pro minimální průměr nástroje P10	Nm
$M_{oMIN-P20}$	Řezný moment pro minimální průměr nástroje P20	Nm
$M_{oMIN-RO}$	Řezný moment pro minimální průměr nástroje RO	Nm
M_{MAX}	Maximální výpočtový moment	Nm
M_x	Ekvivalentní statický moment působící na vozík na ose X	Nm
M_{xHGH}	Maximální možný statický moment v ose X	Nm
M_{xm}	Požadovaný kroutící moment pro osu X	Nm
M_{yHGH}	Maximální možný statický moment v ose Y	Nm
M_z	Ekvivalentní statický moment působící na vozík na ose Z	Nm
M_{zHGH}	Maximální možný statický moment v ose Z	Nm
M_{zm}	Požadovaný kroutící moment pro osu Z	Nm
P_{6209}	Ekvivalentní dynamické zatížení pro ložisko 6209	N
P_{7210}	Ekvivalentní dynamické zatížení pro ložisko 7210	N
$P_{\check{r}}$	Rozteč řemene	mm
$P_{\check{s}x}$	Stoupání závitu kuličkového šroubu osy X	mm
$P_{\check{s}z}$	Stoupání závitu kuličkového šroubu osy Z	mm
P_{el}	Navrhovaný výkon elektromotoru	W
P_x	Ekvivalentní zatížení působící na vozík na ose X	N
P_z	Ekvivalentní zatížení působící na vozík na ose Z	N
R_a	Jakost opracovaného povrchu	μm
d_{kx}	Průměr kuličkového šroubu osy X	mm
d_{kz}	Průměr kuličkového šroubu osy Z	mm
f_{P10}	Posuv pro nástroj P10	mm^{-1}
f_{P20}	Posuv pro nástroj P20	mm^{-1}
f_{RO}	Posuv pro nástroj RO	mm^{-1}
f_{SL}	Statická konstrukční bezpečnost	-
f_{SM}	Statická bezpečnost pro zatěžování krutem	-
k_d	Koeficient uložení kuličkového šroubu	-
k_k	Koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu	-
l_{dx}	Vzdálenost mezi ložisky na ose X	mm
l_{dz}	Vzdálenost mezi ložisky na ose Z	mm
$l_{kol.nást}$	Konstrukční vzdálenost mezi kolejnicí a špičkou nástroje	mm
$l_{kol.os}$	Konstrukční vzdálenost mezi kolejnicemi	mm
l_{kx}	Nepodepřená délka kuličkového šroubu na ose X	mm
l_{kz}	Nepodepřená délka kuličkového šroubu na ose Z	mm
l_{l-kh}	Vzdálenost hřídele ke konci hřídele	mm
n_{200P10}	Řezné otáčky pro průměr 200, pro nástroj P10	$ot * min^{-1}$
n_{200P20}	Řezné otáčky pro průměr 200, pro nástroj P20	$ot * min^{-1}$
n_{200RO}	Řezné otáčky pro průměr 200, pro nástroj RO	$ot * min^{-1}$
n_{6P10}	Řezné otáčky pro průměr 6, pro nástroj P10	$ot * min^{-1}$

n_{6P20}	Řezné otáčky pro průměr 6, pro nástroj P20	$ot * min^{-1}$
n_{6RO}	Řezné otáčky pro průměr 6, pro nástroj RO	$ot * min^{-1}$
n_{kx}	Kritické otáčky kuličkového šroubu osy X	$ot * min^{-1}$
n_{kz}	Kritické otáčky kuličkového šroubu osy Z	$ot * min^{-1}$
n_{maxx}	Maximální přípustné otáčky kuličkového šroubu osy X	$ot * min^{-1}$
n_{maxz}	Maximální přípustné otáčky kuličkového šroubu osy Z	$ot * min^{-1}$
n_{mxRP}	Otáčky motoru osy X	$ot * min^{-1}$
$n_{mxSTŘ}$	Střední otáčky pro osu X	$ot * min^{-1}$
n_{mzRP}	Otáčky motoru osy Z	$ot * min^{-1}$
$n_{mzSTŘ}$	Střední otáčky pro osu Z	$ot * min^{-1}$
$n_{vř}$	Maximální otáčky na vřetenu	$ot * min^{-1}$
$p_{hř}$	Průhyb hřídele	mm
p_l	Mocnitel pro kuličkové ložisko	-
r_e	Poloměr špičky nože	mm
$v_{ř}$	Maximální obvodová rychlost řemene	$m * s^{-1}$
v_{P10}	Řezná rychlost pro nástroj P10	$m * min^{-1}$
v_{P20}	Řezná rychlost pro nástroj P20	$m * min^{-1}$
v_{RO}	Řezná rychlost pro nástroj RO	$m * min^{-1}$
v_{rychx}	Velikost rychloposuvu osy X	$mm * min^{-1}$
v_{rychz}	Velikost rychloposuvu osy Z	$mm * min^{-1}$
v_{skP10}	Skutečná řezná rychlost pro nástroj P10	$m * min^{-1}$
v_{skP20}	Skutečná řezná rychlost pro nástroj P20	$m * min^{-1}$
v_{skRO}	Skutečná řezná rychlost pro nástroj RO	$m * min^{-1}$
z_1	Počet zubů na hnací řemenici	-
z_2	Počet zubů na hnané řemenici	-
κ_r	Nástrojový úhel	$^{\circ}$
Δd_{pr}	Rozdíl průměru na dané délce	mm
Dn_X	Otáčkový faktor osy X	-
Dn_Z	Otáčkový faktor osy Z	-
a	Hloubka řezu	mm
i	Převodový poměr	-
p	Měrná řezná síla	MPa
α	Úhel průhybu	$^{\circ}$
η	Účinnost kuličkového šroubu	-
μ	Účinnost elektromotoru	-

Úvod

Jedním z mých největších koníčků jsou modely aut na dálkové ovládání. Když mi bylo necelých 5 let, měl jsem možnost zúčastnit se závodů s těmito modely, a to především díky rodině, která se tomuto velmi zajímavému koníčku věnuje už druhou generaci. Již v počátcích modelování si modeláři pomáhali tím, že vyráběli celé podvozky takříkajíc na koleně. V té době bylo zcela normální, že v časopisech vycházely všechny technické výkresy, pomocí kterých si modeláři mohli sami doma vyrobit svůj vytoužený model. Díky tomu začal můj otec nejdříve vrtat, posléze soustružit, a nakonec i frézovat. Právě soustruh byl pro něj stroj, na kterém „vyrostl“.

Postupem času nebylo výhodné vyrábět celé modely, ale jen jejich dílčí části. Prvním důležitým krokem bylo pořízení frézky, kterou jsme následně přestavěli na počítačem řízenou frézku. Díky tomu jsem se dostal k tématu této diplomové práce, jelikož náš současný ručně ovládaný soustruh MN80 již pro současné tvarové části nestačí. První mou myšlenou bylo přestavět tento stroj, ale jelikož by bylo potřeba přestavět téměř půl stroje, zvolil jsem raději cestu návrhu zcela nového stroje.

Cílem této práce je návrh soustruhu řízeného počítačem, který je schopen soustružit tvarové díly z oceli E360. Soustruh bude řízen pomocí osobního počítače, na němž bude nainstalován vhodný software k řízení soustruhu. Nezbytné je dodržet maximální zástavbový prostor (šxdxv) 1200x800x2000 mm, maximální průměr polotovaru 200 mm, maximální průměr obrobku nad ložem 260 mm, průchozí vřetenem s průměrem minimálně 20 mm s upínacím rozhraním MK3 a dále je potřeba zahrnout ruční nebo automatickou výměnu nástrojů.

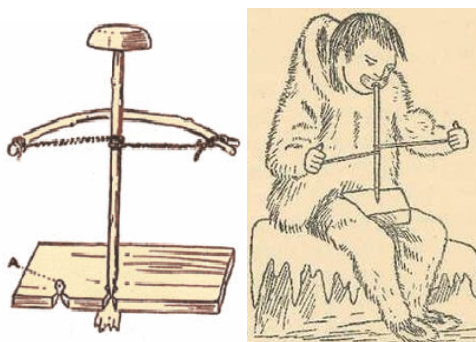
Cílem této práce je vypracovat:

- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného CNC soustruhu se všemi nezbytnými výpočty,
- konstrukční návrh CNC soustruhu,
- pevnostní kontrolu důležitých uzlů,
- 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

1. Soustruh

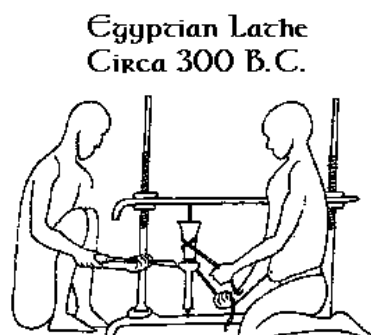
1.1. Historie

Soustruh, potažmo soustružení, lze brát i jako obrábění dřeva, přičemž není zapotřebí elektrického pohonu, ale dostačující je i fyzická síla člověka. Roztočit kus dřeva nebyl problém ani v pravěku. Přeci jen, i v té době bylo zapotřebí vytvořit otvory. Lehce si to lze představit jako pomůcku pro rozdělání ohně (obrázek 1.1 a 1.2). Jako vrták v těchto případech posloužil kus ostrého kamene. Kolem vrtáku se omotal kousek kůže, konce se uchopily do levé a pravé ruky. Do pusy si dali kousek dřeva s vydlabaným důlkem, do kterého se umístil vrták. Poté už jen stačilo „máchat“ rukama doleva a doprava a tím se vrtalo. Není známo přesnější období vzniku tohoto vynálezu, ale bylo otázkou času kdy někdo přijde s nápadem, že se bude točit materiál místo nástroje. Nejstarší doklad hovoří o době cca 2000 let př.n.l. (1)



Obr. 1.1 a 1.2 Vrtačka z pravěku a její používání (1)

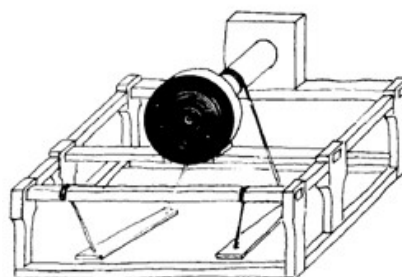
Nástupcem dřeva bylo opracování kamene. Je jisté, že lidé používali zejména měkké kameny (alabastr, gagát), přičemž bylo neuvěřitelné, že byli schopni udělat otvor v kameni, nicméně je zapotřebí si uvědomit, že lidé byli zvyklí dělat jednu díru klidně i několik hodin. Za kolébku této technologie je brán starověký Egypt, neboť je to nejlépe zadokumentováno právě v této oblasti. Na reliéfu (obrázek 1.3) lze vidět tahací soustruh.



Obr. 1.3 Reliéf soustružníka z hrobky v Tuna-el-Gebel (cca 300 př.n.l.) (1)

V teoretické rovině v Egyptě přišli také na použití luku jako zdroje pohonu. Tím vznikl soustruh zvaný smyčcový. Hlavní výhodou bylo snížení počtu potřebných pracovníků. Na tomto soustruhu mohl pracovat jen jeden člověk, v důsledku čehož měl ale menší sílu, a proto se soustruh používal především pro menší obrobky. Soustruh se v té době používal k výrobě různých kusů nábytků, hraček, figurek, nádob.

Ve středověku již bylo soustružnictví poměrně rozšířené a mohla se tedy tato technologie rozvíjet. Časem vznikl pružinový soustruh (obrázek 1.4), díky němuž vznikla masová produkce. Bohužel však není známo, kde a kdy přesně tento vynález vznikl. Co se týče našeho území, první soustružnická dílna byla doložena z doby Velkomoravské říše z naleziště v Mikulčicích.



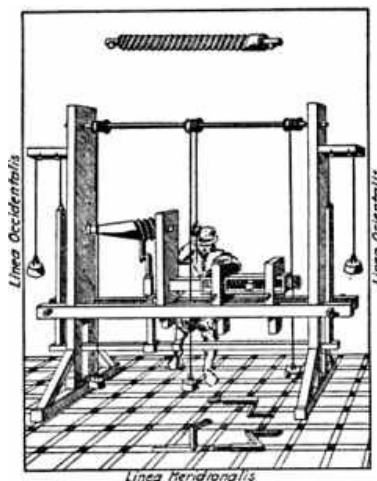
Obr. 1.4 Pružinový soustruh (1)

Celkově lze říci, že o těchto strojích a jejich vývoji není dost informací. Nejstarší vyobrazení pružinového soustruhu a jeho obsluhy (obrázek 1.5), je zachyceno na vitrážovém okně, které se nachází ve Francii, přesněji v katedrále Chartres. Středověk znamenal pro soustružení obrovský rozmach, ať už při výrobě nádobí či herních periférií, ale začaly se soustružit i náboje kol.



Obr. 1.5 Vitrážové okno (1)

V období novověku se začalo vše vylepšovat, přičemž králem byl stále pružinový soustruh. Soustružníci z vesnic byli spokojeni se svými „primitivními“ soustruhy. Avšak ve městech se začalo vše postupně vylepšovat. Šlo zejména o zlepšení základního rámů, čímž se zlepšila tuhost stroje a díky tomu i přesnost obrábění. K tomu se přidávaly různá zlepšení pro soustružení spirál, excentrů apod. Novověký soustruh je vyobrazen na obrázku 1.6.



Obr. 1.6 Novověký soustruh (1)

Z novověkého soustruhu zachyceného na tomto obrázku již můžeme vidět i použití pružin, neboť se začalo experimentovat se samotným pohonem, ať už s výběrem tyčí nebo právě použitím takovéto pružiny. Na místě je rovněž zapotřebí zmínit výrobu hudebních nástrojů, kdy se vyráběly se především nástroje dechové např.: příčné flétny, šalmaje, klarinety apod.

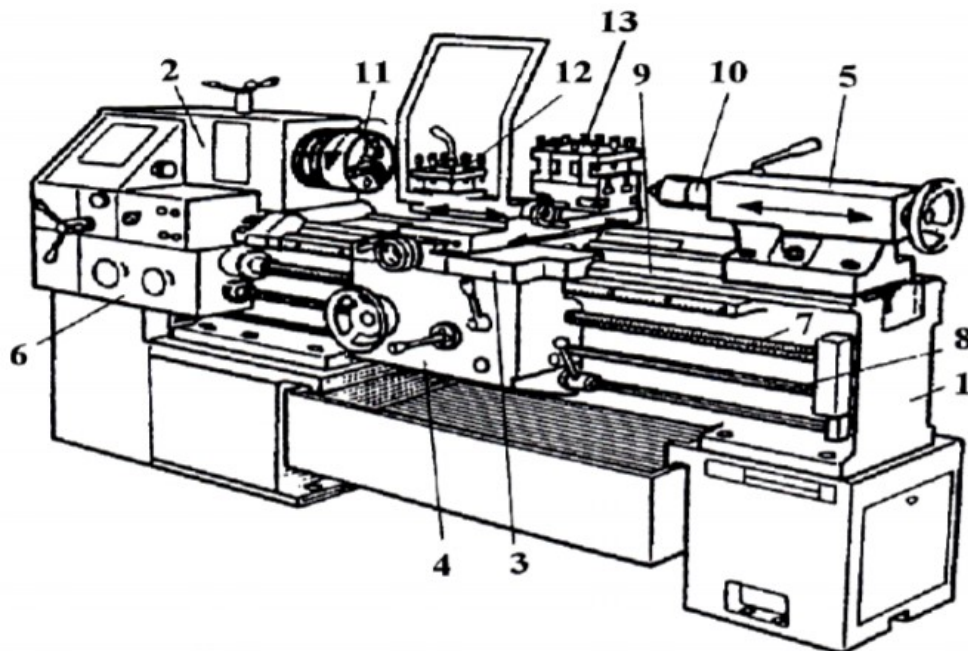
Génius té doby, Leonardo da Vinci, je vynálezce prvního jednosměrného soustruhu, který byl poháněn setrvačnickovým kolem. Jelikož byl příliš složitý a těžce vyrobitelný, stěží se mohl ujmout, neboť jeho návrh neobsahoval převod, který by zvýšil otáčky. V pozdější době byl vynalezen onen převod a výsledek lze vidět na obrázku 1.7.



Obr. 1.7 Setrvačnickový soustruh (1)

1.2. Princip soustružení

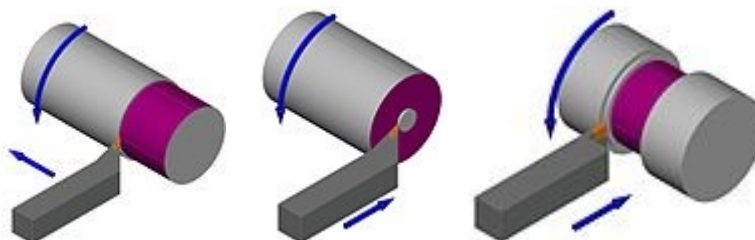
Soustruh je zpravidla zařízení, na kterém jsme schopni vytvořit rotační součást. Schéma stroje je zobrazeno na obrázku 1.8.



Obr. 1.8 Univerzální hrotový soustruh (2)

1 – lože, 2 – vřeteník, 3 – support, 4 – supportová skříň, 5 – koník, 6 – posuvová převodovka, 7 – vodící šroub, 8 – vodící tyč, 9 – vodící plochy, 10 – hrotová objímka, 11 – sklíčidlo, 12 – otočná nožová hlava, 13 – zadní nožová hlava

Hlavním řezným pohybem je rotace obráběné součásti, nazývané jako obrobek, a vedlejšími pohyby, které koná nástroj (soustružnický nůž – více o nástrojích v kapitole 1.4), jsou: podélný nebo příčný posuv. Lze obrábět vnější nebo vnitřní rotační plochy. Samotné obrábění je zajištěno pomocí nástrojů pro soustruhy. Soustružení lze rozdělit na podélné soustružení, čelní soustružení a zapichování.



Obr. 1.9 podélné soustružení, čelní soustružení, zapichování (3)

Před zahájením samotného obrábění je zapotřebí upnout materiál na vřeteno, které mu bude následně dodávat otáčivý pohyb. To lze provést např. upnutím mezi hroty, do sklíčidla

nebo na upínací desku. Při použití hrotů je ještě nezbytné použít unašeč a obrobek musí mít středící důlky. Sklíčidla mohou být tříčelist'ová i čtyřčelist'ová a zajišťují vystředění obrobku. Pokud chceme obrábět delší obrobek, je zapotřebí jej upnout na druhém konci do hrotu, který je vsazen do pinoly koníku, přičemž je důležité, aby osa hrotu byla v ose vřeten. Pro malé průměry a dlouhé materiály lze využít otvor ve sklíčidle a duté vřeteno. Obrobek lze postupně podávat, čehož se dá využít při automatizaci.



Obr. 1.10 tříčelist'ové a čtyřčelist'ové sklíčidlo (4) (5)

Na soustruhu lze rovněž snadno vrtat za pomoci klasických spirálových vrtáků, které jsou upnuty v pinole koníku. Taktéž lze snadno použít výhrubník nebo výstružník, a to jak ruční, tak strojní. Pro dokončení se používají vnitřní nože, při větších průměrech se používá například dělový vrták.

1.3. Rozdělení soustruhů

Základní rozdělení soustruhů je podle velikosti, kdy rozlišujeme velikost točného průměru, výšku hrotů od lože a nejdelší délku mezi hroty. Dále dělíme stroje podle typu (3):

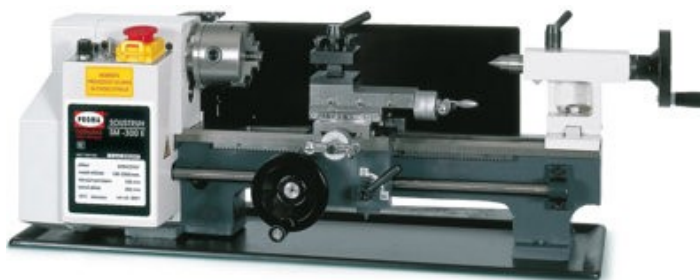
- Hrotové
- Čelní
- Revolverové
- Svislé (karusely)



Obr. 1.11 Hrotový (6) a čelní (7) soustruh.

Dále můžeme rozdělit stroje podle způsobu řízení, a to na:

- Ruční (obrázek 1.12)
- Poloautomatické
- Automatické
- Číslicově řízené (obrázek 1.13)



Obr. 1.12 Ruční soustruh (8)

Čelní soustruh je využíván především při obrábění obrobku o malé délce, který se upíná na lící desku. U tohoto typu soustruhu se nevyskytuje koník a využívá se v kusové výrobě, oproti tomu revolverový soustruh se používá při sériové výrobě. Jeho výhodou je možnost provádět více operací najednou. Svislé soustruhy nachází uplatnění pro obrábění rozměrných a těžkých obrobků. Je zde možnost obrábět jak válcové, kuželové, ale i čelní plochy. Velikosti takovýchto soustruhů jsou dány podle největšího oběžného průměru a maximální hmotnosti obrobku.

Podle způsobu řízení, lze stroje rozdělit do čtyř skupin, jak bylo výše rozvedeno (ruční, poloautomatické, automatické a číslicově řízené). Poloautomatické řízení spočívá v tom, že pracovní cyklus je zautomatizován, například pomocí čelních nebo obvodových vaček. O

upnutí nebo odepnutí obrobku se stará obsluha. U automatického řízení se o vše již stará elektronika. U tohoto typu řízení je zautomatizován jednak pracovní cyklus ale i samotné podávání a upínání obrobku. Tyto vlastnosti jsou vhodné pro velkosériovou výrobu. Číslicově řízené stroje pak dále dělíme na NC (Numerical Control) a CNC (Computer Numerical Control) stroje. Princip je stejný u obou, a to takový, že jsou řízeny číselnými příkazy. Ovšem u prvně uvedeného typu jsou číselné příkazy dodávány pomocí vnitřní paměti řídicího systému, naopak druhá forma řízení je zajištěna pomocí počítače, jehož výhoda je možnost upravovat příkazy i během obrábění.

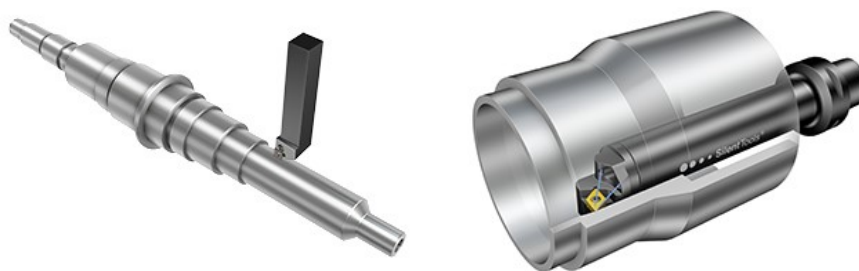


Obr. 1.13 CNC Soustruh (9)

1.4. *Nástroje*

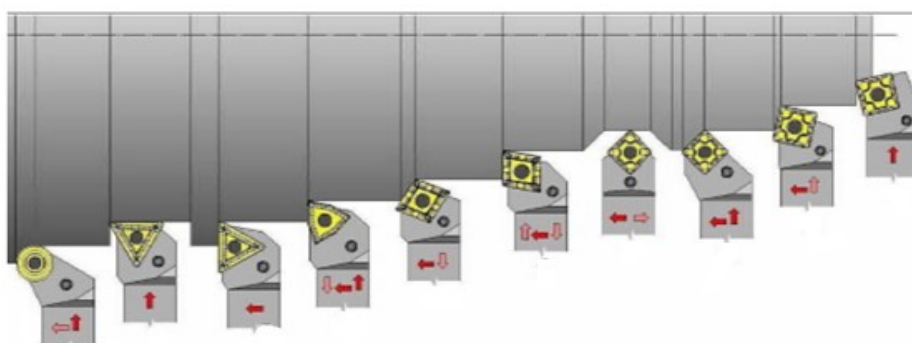
Pro soustružení, jak již bylo výše řečeno, se používá soustružnický nůž, který se skládá ze dvou částí, kdy se jedná o jednobřitý nástroj. Za pomoci stopky se nůž upne do nástrojové hlavy. Druhá část nože se pak nazývá hlava a ta obsahuje samotné ostří. K jeho výrobě se používají tyto materiály: nástrojová ocel, rychlořezná ocel nebo slinutý karbid.

Konstrukce nože může být celistvá, s vyměnitelnými destičkami (většinou ze slinutých karbidů) nebo existují i takové nože, které mají ostří navařené. Nástroje můžeme taktéž dělit podle způsobu obrábění. Rozlišujeme nástroje pro obrábění vnitřních a vnějších ploch. U některých výrobců lze vidět i další dělení podle jiných kritérií, například u firmy Sandvik (10). Vše záleží na jednotlivých výrobcích a jejich nabízenému sortimentu. Pro účely diplomové práce jsem zvolil použití základních nástrojů, tedy nástroje pro obrábění vnitřních a vnějších ploch.



Obr. 1.14 a 1.15 soustružení vnějších a vnitřních ploch (10)

V dnešní době již existují sofistikované nože, ať už se jedná o tvary destiček, použité materiály nebo systémy upínání, což je však vhodnější spíše pro firmy, kde se tyto nástroje více využijí. Samotné ostří nože může být různě tvarováno, např.: hladicí, rohové, upichovací, tvarové (závitové, rádiusové), atd. Příklady tvarů ostří nože lze vidět na obrázku 1.16.



Obr. 1.16 Příklady tvarů ostří nože (2)

2. Varianty řešení

V této části bylo mým cílem ujasnit si, jak bude stroj koncipován a jak budou jeho hlavní části umístěny.

2.1. Lože

Lože jsou základem celého soustruhu, nad nimi je umístěn vřeteník a koník. Mezi ně je vložen suport, jenž se s koníkem pohybuje. Pohyb suportu je zajištěn pomocí závitové tyče s maticí nebo hřídele s ozubeným kolem. Mohou být tvarované buď s odvodem třísek nebo bez odvodu. Jinak řečeno může být vedení umístěno směrem pod osou vřetena, druhou možností je umístit vedení dále od osy, a tím vznikne volný prostor. Nevýhodou prvního typu je právě umístění, protože třísky vznikající z obrábění padají na lože, které se musí pravidelně čistit. Tento nedostatek lze odstranit například přidáním teleskopických krytů, s nimiž se můžeme setkat u frézek. Naopak výhodou prvního řešení je lepší tuhost celého stroje. Druhou variantou je umístění vedení co nejdále od osy, čímž sice odpadne problém s odvodem třísek, avšak na druhou stranu se vedení musí správně umístit a tuhost není tak vysoká jako v prvním případě. Největší rozdíl lze spatřovat v použití, neboť prvně jmenovaný typ je vhodný pro menší stroje, naopak druhý princip se využívá u větších strojů a v obráběcích centrech. Lože mohou být navrženy jak vodorovné nebo nakloněné.



Obr. 2.1 Lože soustruhu (11)

2.2. Vřeteník

Hlavní částí vřeteníku je hřídel samotného vřetene, na níž jsou nasazena ložiska, která jsou uložena do ložiskových domků (obrázek 2.2) nebo skříní (obrázek 2.3). Skříní je rozdělená na dvě části, čehož se využívá u rozměrově velkých převodových skříní.



Obr. 2.2 Ložiskový domek (12) a 2.3 skříní (13)

2.3. Suport

Pokud jde o umístění suportu, je rozhodující požadavek, z jaké strany se bude obrábět. V případě, že by byl vřeteník umístěn vlevo a hlavní pohyb by byl ve směru hodinových ručiček, pak soustružnický nůž by musel být umístěn dál od obsluhy (myšleno vzhledem k ose vřeteníku). Naopak, pakliže by byl hlavní řezný pohyb proti směru hodinových ručiček, nástroj by se v daném případě nacházel na straně od obsluhy. Tyto varianty se dají zkombinovat použitím nože vzhůru nohama.

2.4. Verdikt

Mým cílem bylo navrhnout vskutku „originální“ soustruh, neboť na současném trhu existují celá řada strojů, které mají obdobné konstrukce a parametry. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl navrhnout kombinaci konvekčního malého soustruhu a velkého soustruhu. U menších strojů lze většinou vidět lože s drážkami, a to například s kuličkovým šroubem, když vše je koncipováno pod osou vřetene. Naopak u větších strojů jsou lože navržena mimo osu a jsou nakloněna. Z jejich samotného uložení je pak zřejmé, že pokud jsou lože pod osou, tak suport je na straně obsluhy. V druhém případě, pakliže jsou lože v nakloněné rovině, suport se nachází dál od obsluhy vzhledem k ose vřetene. Rozhodl jsem se zkombinovat tyto varianty, a to tím způsobem, že lože budou umístěny vodorovně a suport se bude nacházet dál od obsluhy.

3. Určení řezných podmínek

3.1. Řezná síla, krouticí moment a otáčky

Vzhledem k velké škále možností jsem se nakonec rozhodl jít cestou zhotovení přístroje s průměrnými parametry. Díky tomu, že soustruh bude využit především pro domácí účely, tedy jako koníček, není nutné nastavit řezné podmínky až do extrémních hodnot. Navrhl jsem tři varianty výkonů. Postupně jsem vyhledal řezné podmínky pro maximální obráběný průměr a teoreticky minimální průměr. Podle literatury (14) jsem si určil potřebné řezné podmínky, a to konkrétně:

Tabulka č.1 Zvolené řezné podmínky:

	RO	P10	P20
$R_a [\mu m]$	1,6		
$a [mm]$	0,5 mm		
$r_e [mm]$	1 mm		
$v [m * min^{-1}]$	85	277	186
$f [mm * ot^{-1}]$	0,05	0,11	0,1

Díky tomu, že soustruh je určen pro obrábění menších dílů, které by měly být na pohled dokonale opracovány, a tedy měla by být dodržena kvalita povrchu, zvolil jsem pro jakost opracovaného povrchu hodnotu $Ra 1,6 \mu m$. Abych mohl dále pokračovat, potřeboval jsem rovněž zjistit měrnou řeznou sílu obráběného materiálu. Podle literatury (15) je měrná řezná síla přibližně 3200 MPa. Na základě tohoto údaje jsem mohl zjistit celkovou řeznou sílu pro všechny tři zvolené podmínky (viz. vztah 3.1).

$$F_c = p * f_{RO,P10,P20} * a \quad (3.1)$$

$$F_{c_{RO}} = 3500 * 0,05 * 0,5 = 87,5 \text{ N}$$

$$F_{c_{P10}} = 3500 * 0,11 * 0,5 = 192,5 \text{ N}$$

$$F_{c_{P20}} = 3500 * 0,1 * 0,5 = 175 \text{ N}$$

Pro volbu samotného elektromotoru jsem potřeboval stanovit maximální a minimální hodnoty potřebné pro jeho pohon. Při stanovení minimální hodnoty jsem si zvolil průměr obrobku $D_{oMIN} = 6 \text{ mm}$, a maximální je v zadání $D_{oMAX} = 200 \text{ mm}$. Důležitým faktorem byl taktéž potřebný řezný moment na daném průměru, který jsem vypočítal pomocí triviálního vztahu (3.2).

$$M_{O_{MAX,MIN}} = \frac{D_{O_{MAX,MIN}}}{2} * F_c \quad (3.2)$$

Pro maximální průměr:

$$\begin{aligned} M_{O_{MAX-RO}} &= \frac{D_{O_{MAX}}}{2} * F_{c_{RO}} = \frac{0,2}{2} * 87,5 = 8,75 \text{ Nm} \\ M_{O_{MAX-P10}} &= \frac{D_{O_{MAX}}}{2} * F_{c_{P10}} = \frac{0,2}{2} * 192,5 = 19,3 \text{ Nm} \\ M_{O_{MAX-P20}} &= \frac{D_{O_{MAX}}}{2} * F_{c_{P20}} = \frac{0,2}{2} * 175 = 17,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Pro minimální teoretický průměr:

$$\begin{aligned} M_{O_{MIN-RO}} &= \frac{D_{O_{MIN}}}{2} * F_{c_{RO}} = \frac{0,003}{2} * 87,5 = 0,13 \text{ Nm} \\ M_{O_{MIN-P10}} &= \frac{D_{O_{MIN}}}{2} * F_{c_{P10}} = \frac{0,003}{2} * 192,5 = 0,29 \text{ Nm} \\ M_{O_{MIN-P20}} &= \frac{D_{O_{MIN}}}{2} * F_{c_{P20}} = \frac{0,003}{2} * 175 = 0,26 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Dalším faktorem, který bylo nezbytné zjistit, byly otáčky vřetena pro daný průměr pro zadané řezné podmínky, jež byly určeny podle vztahu (3.3), ovšem k využití tohoto vztahu jsem musel ještě vypočítat skutečnou řeznou rychlost, tu jsem vyjádřil podle vztahu (3.4).

$$n = 1000 * \frac{v_{sk}}{\pi * D_o} \quad (3.3)$$

Kde: D_o je průměr obrobku, v mém případě počítám maximální možný průměr ($D_{o_{MAX}} = 200 \text{ mm}$) a minimální teoretický možný průměr ($D_{o_{MIN}} = 6 \text{ mm}$).

$$v_{sk} = v_{RO,P10,P20} * K_{v1} * K_{v4} * K_T \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} v_{sk_{RO}} &= 85 * 1,26 * 0,89 * 0,65 = 61,96 \text{ m} * \text{min}^{-1} \\ v_{sk_{P10}} &= 277 * 1,26 * 0,77 * 0,65 = 174,68 \text{ m} * \text{min}^{-1} \\ v_{sk_{P20}} &= 186 * 1,26 * 0,74 * 0,65 = 112,73 \text{ m} * \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Kde: K_{v1} je opravný součinitel pro řeznou rychlost s hodnotou 0,63, K_{v4} je součinitel pro trvanlivost 120 minut, jehož velikosti jsou 0,89 pro RO, dále 0,77 pro P10 a 0,74 pro P20, a K_T je součinitel pro toleranci, který je 0,65.

Dále jsem pokračoval ve výpočtu (viz. vztah. 3.3) potřebných řezných otáček obrobku, díky nimž budu znát potřebný otáčkový rozsah vřetene pro dosažení kvality požadovaného povrchu.

$$n_{200RO} = 1000 * \frac{v_{skRO}}{\pi * D_{O,max}} = 1000 * \frac{61,96}{\pi * 200} = 98,6 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

$$n_{200P10} = 1000 * \frac{v_{skP10}}{\pi * D_{O,max}} = 1000 * \frac{174,68}{\pi * 200} = 278 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

$$n_{200P20} = 1000 * \frac{v_{skP20}}{\pi * D_{O,max}} = 1000 * \frac{112,73}{\pi * 200} = 179,4 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

$$n_{6RO} = 1000 * \frac{v_{skRO}}{\pi * D_{O,min}} = 1000 * \frac{61,96}{\pi * 6} = 3286,9 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

$$n_{6P10} = 1000 * \frac{v_{skP10}}{\pi * D_{O,min}} = 1000 * \frac{174,68}{\pi * 6} = 5486,8 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

$$n_{6P20} = 1000 * \frac{v_{skP20}}{\pi * D_{O,min}} = 1000 * \frac{112,73}{\pi * 6} = 3665,4 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

Na podkladě shora zjištěných výsledků jsem dospěl k závěru, že stroj nebude konstruován na 100% výkon, a to i díky tomu, že se jedná o soustruh pro domácí využití jako hobby zařízení. V tabulce 2 jsem shrnul dosažené výsledky.

Tabulka 2: Dosažené výsledky pro kroutící moment a otáčky

	Průměr 200 mm	Průměr 6 mm
$M_{O_{MAX-RO}}$	8,75 Nm	-
$M_{O_{MAX-P10}}$	19,3 Nm	-
$M_{O_{MAX-P20}}$	17,5 Nm	-
$M_{O_{MIN-RO}}$	-	0,13 Nm
$M_{O_{MIN-P10}}$	-	0,29 Nm
$M_{O_{MIN-P20}}$	-	0,26 Nm
n_{200RO}	$98,6 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$	-
n_{200P10}	$278 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$	-
n_{200P20}	$179,4 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$	-
n_{6RO}	-	$3286,9 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$
n_{6P10}	-	$5486,8 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$
n_{6P20}	-	$3665,4 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$

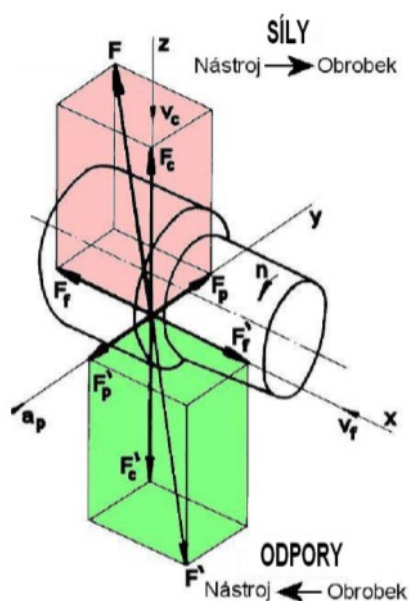
Pro další využití budu používat maximální potřebný moment $M_{MAX} = 20 \text{ Nm}$.

3.2. Složky řezné síly

Samotná řezná síla je dále rozdělena na její složky, které jsou závislé na typu a tvaru nástroje. Směry těchto sil (a odporů) lze vidět na obrázku 3.1. Literatura (2) uvádí, že poměr řezných sil je:

$$F_c : F_f : F_p = 1 : 0,4 : 0,25 \text{ při } \kappa_r = 45^\circ$$

Kde: κ_r je nástrojový úhel nastavení hlavního ostří, F_f je posuvová složka síly a F_p pasivní složka síly obrábění



Obr. 3.1 Složky sil a odporů (2)

Použiji největší vypočtenou řeznou sílu, tedy: $F_c = F_{c_{p10}} = 192,5 \text{ N}$. Po dosazení:

$$F_f = 192,5 * 0,4 = 77 \text{ N}$$

$$F_p = 192,5 * 0,25 = 48,125 \text{ N}$$

Výsledná síla je:

$$F_{vyp} = \sqrt{F_c^2 + F_f^2 + F_p^2} = \sqrt{192,5^2 + 77^2 + 48,125^2} = 212,84 \text{ N}$$

$$\rightarrow \text{Pro další postup budu počítat } F_{vyp} = 220 \text{ N}$$

Pro další výpočty jsem použil tuto sílu, ať se již jedná o sílu v ose X, ose Y, nebo v ose Z.

4. Návrh motoru

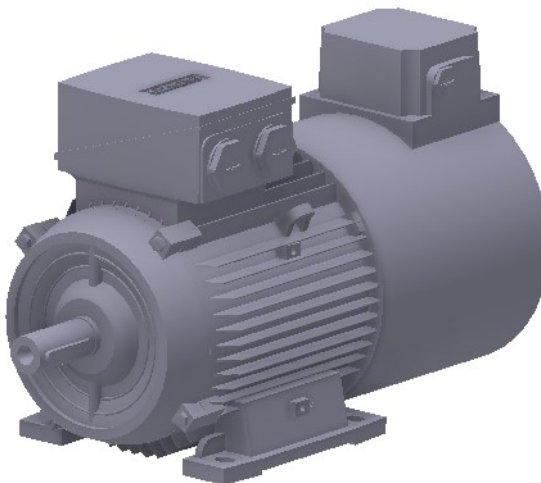
Pro předběžný návrh elektromotoru jsem použil největší známé hodnoty řezné celkové síly a skutečné řezné rychlosti (viz. vztah 4.1). Největší hodnoty byly při podmínkách pro nože P10.

$$P_{el} = \frac{F_{cP10} * v_{skP10}}{\mu} \quad (4.2)$$

Kde: μ je účinnost elektromotoru, kterou odhaduji na 0,8.

$$P_{el} = \frac{192,5 * \frac{174,68}{60}}{0,8} = 700,5 \text{ W}$$

Při obrábění je však nutno snižovat a zvyšovat otáčky, přičemž je zapotřebí zpravidla dosáhnout větších momentů při nižších otáčkách. Z tohoto důvodu jsem se na základě známých potřebných řezných parametrů rozhodl kontaktovat technickou podporu firmy Siemens. Díky této komunikaci jsem dospěl k závěru, že nejlepším řešením bude jít střední cestou. Proto jsem navrhl k pohonu elektromotor 1LE1001-1AA42-2AB4-Z F70, jehož hlavní parametry lze vidět v příloze A.

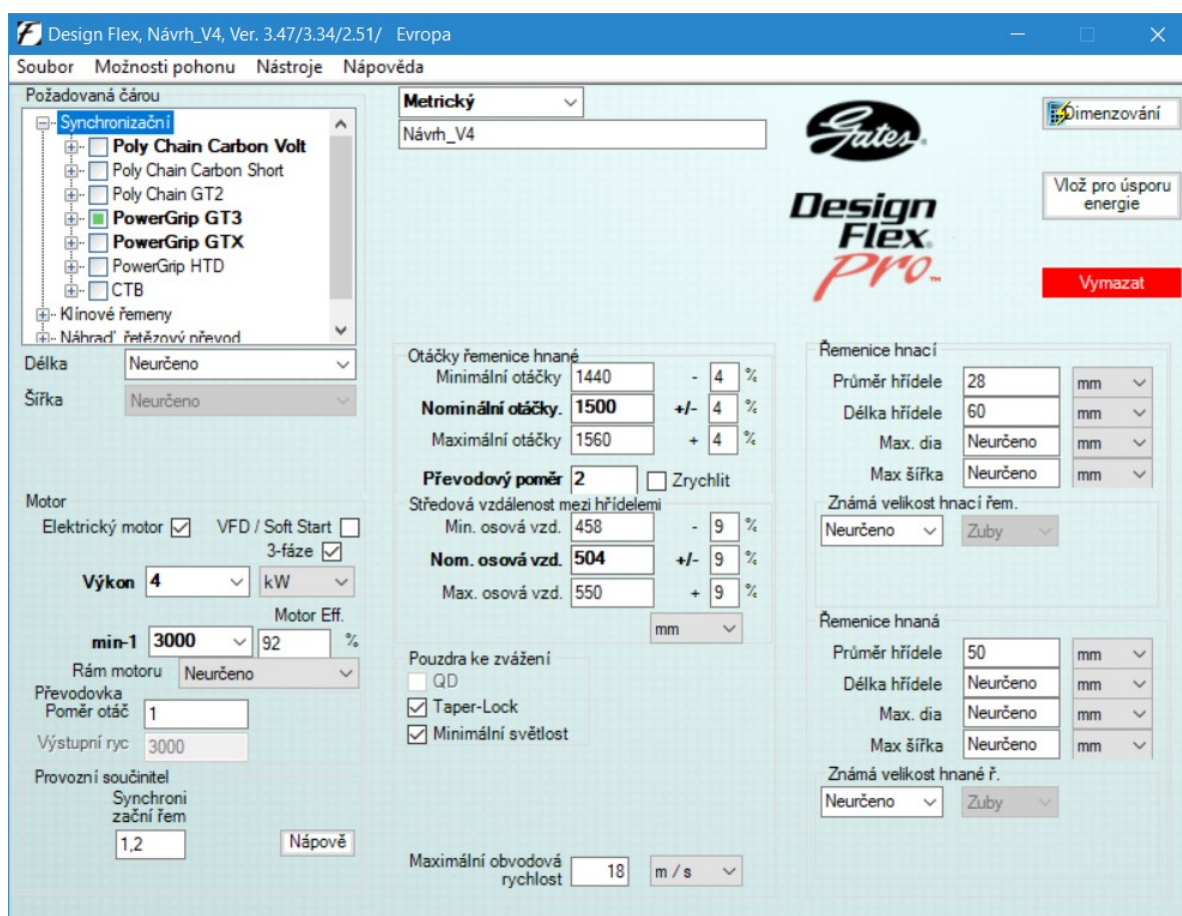


Obr. 4.1 Model navrženého elektromotoru

Pohon bude řízen pomocí frekvenčního měniče typu Sinamics V20 (6SL3210-5BB23-0AV0). Jelikož však vybraný pohon ale není schopen dosáhnout potřebných otáček a požadovaného kroutícího momentu, rozhodl jsem se, že při obrábění menších průměrů obrobků nebude řezná rychlost tak vysoká. Pracovní rozsah motoru bude v rozpětí otáček od $200 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$ do $6000 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$. Z čehož rovněž vyplývá, že maximální počet otáček na vřetenu bude $n_{vř} = 3000 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$.

5. Návrh převodu

S ohledem na zjištěný potřebný moment pro pohon v hodnotě 19,3 Nm jsem se rozhodl pro použití synchronizačního řemenového převodu s převodovým poměrem do pomalu $i = 2$. K návrhu převodu jsem využil software „Gates Design Flex Pro“ od firmy Gates (16). Jelikož se jedná o zařízení pro domácí účely, může v budoucnu vzniknout potřeba použít pohon s větším výkonem. Z tohoto důvodu jsem provedl návrh pro parametry 4 kW, (který mi byl doporučen technikem z firmy Siemens). Prostředí nastavování parametrů lze vidět na obrázku 5.1.



Obr. 5.1 Prostředí programu Design Flex Pro

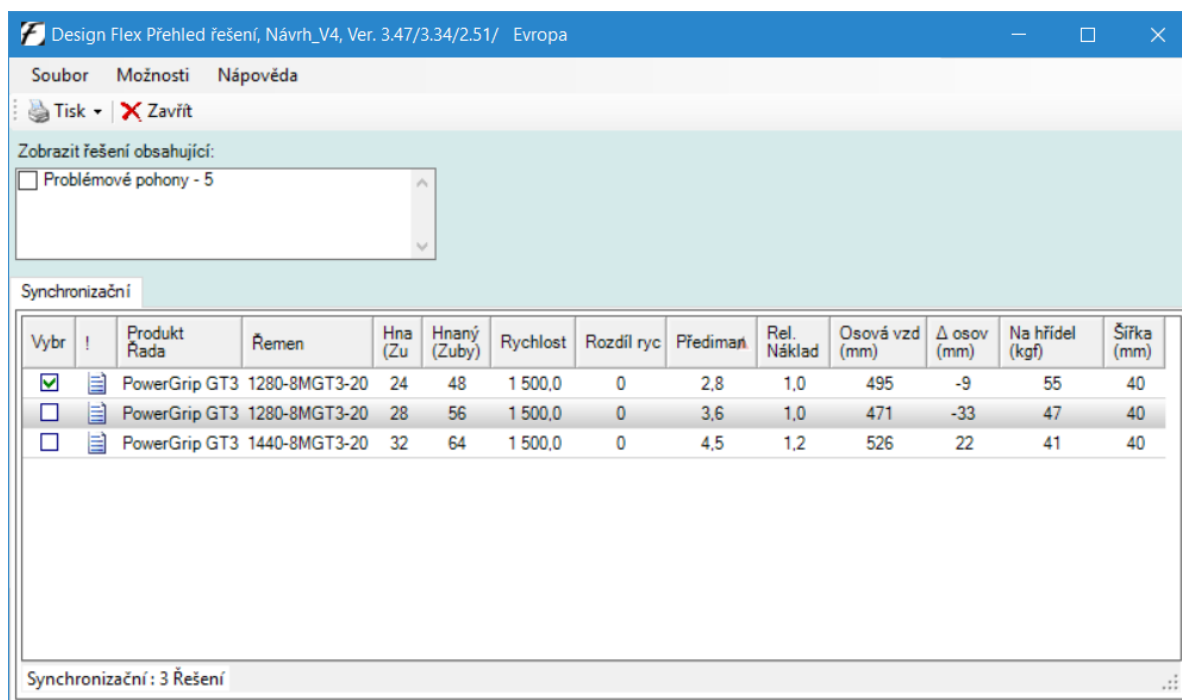
Typ řemene jsem zvolil podle doporučení samotného softwaru. Nominální osovou vzdálenost volím 504 mm kvůli konstrukčním rozměrům. Dále jsem vložil potřebné parametry pro hnanou (průměr hřídele 50) a hnací (průměr hřídele 28) řemenici, které požadují pro hřídel a zvolený elektromotor. Jako provozní součinitel jsem použil hodnotu 1,2 na základě nápovědy obsažené v programu. Maximální obvodovou rychlost jsem vypočítal podle vztahu 5.1.

$$v_{\dot{\gamma}} = \frac{P_{\dot{\gamma}} * z_1 * n_{v\dot{\gamma}}}{60 * 10^3} \quad (5.1)$$

Kde: tipuji použití řemenů s roztečí $P_{\dot{\gamma}} = 8$, počet zubů na hnané hřídeli $z_2 = 48$ na základě konstrukčních rozměrů a maximální počet otáček na vřetenu $n_{v\dot{\gamma}} = 3000 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$.

$$v_{\dot{\gamma}} = \frac{8 * 44 * 3000}{60 * 10^3} = 17,6 \text{ m} * \text{s}^{-1}$$

Po dosazení všech hodnot z programu vyplynul výpis navrhovaných převodů (obrázek 5.2), z nichž jsem zvolil převod, který má nejlepší koeficient předimenzování, jenž se jeví jako nejvhodnější.



Design Flex Přehled řešení, Návrh_V4, Ver. 3.47/3.34/2.51/ Evropa

Soubor Možnosti Návod

Tisk Zavřít

Zobrazit řešení obsahující:

☐ Problémové pohony - 5

Synchronizační

Vybr	!	Produkt Rada	Řemen	Hna (Zu)	Hnaný (Zuby)	Rychlost	Rozdíl ryc	Přediman	Rel. Náklad	Osová vzd (mm)	Δ osov (mm)	Na hřidel (kgf)	Šířka (mm)
<input checked="" type="checkbox"/>		PowerGrip GT3	1280-8MGT3-20	24	48	1 500,0	0	2,8	1,0	495	-9	55	40
<input type="checkbox"/>		PowerGrip GT3	1280-8MGT3-20	28	56	1 500,0	0	3,6	1,0	471	-33	47	40
<input type="checkbox"/>		PowerGrip GT3	1440-8MGT3-20	32	64	1 500,0	0	4,5	1,2	526	22	41	40

Synchronizační : 3 Řešení

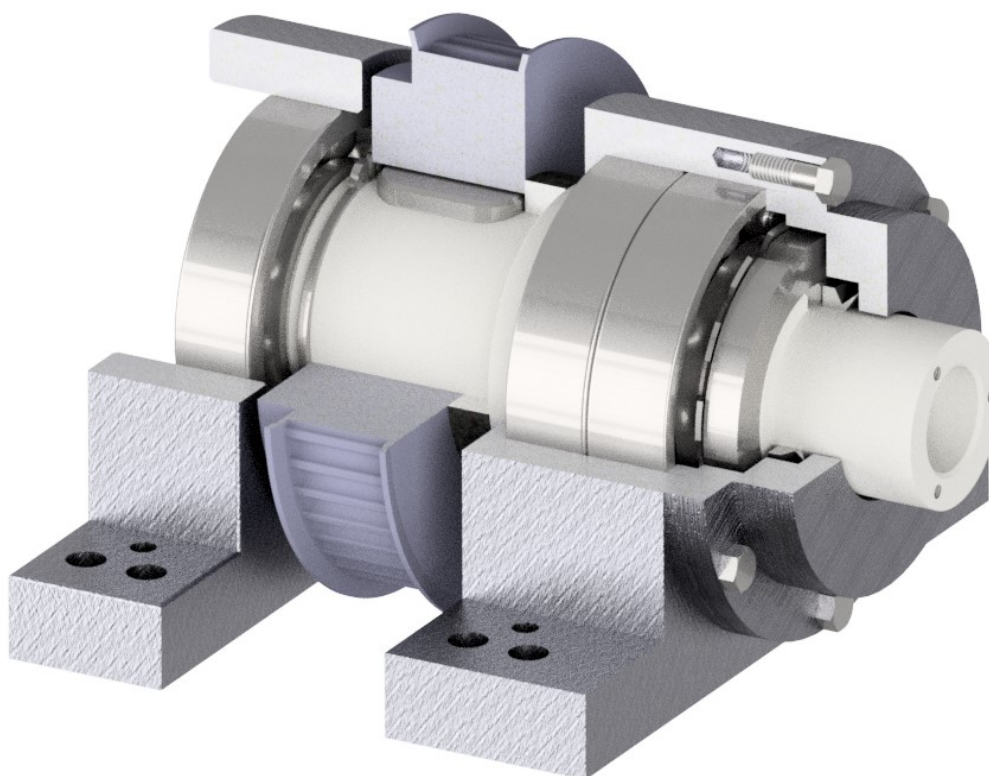
Obr. 5.2 Náhled výpisu navrhovaných převodů

Vybral jsem tedy převod označený jako PowerGripGT3 1280-8MGT3-20 s velikostí řemene 1280 s roztečí 8 mm o šířce 20 mm. Podrobný popis návrhu lze vidět v příloze B. Důležitým faktorem byla velikost napínací síly řemene, což vyplynulo z návrhu. Z důvodu zajištění bezpečnosti použiji největší velikost napínací síly, která nastane při použití zcela nového řemene ve statickém režimu (pohon zastaven, probíhá napínání řemene) $F_{fn} = 535 \text{ N}$.

6. Návrh hřídele vřetena

Díky známé hodnotě napínací síly z předchozí kapitoly jsem byl schopen navrhnout hřídel. Rozměrově jsem vycházel ze zadání, podle kterého bylo nutné do hřídele zahrnout otvor o průměru minimálně 20 mm a rovněž na straně sklíčidla počítat s upínacím rozhráním MK3. Na základě těchto požadavků byl postupně navržen tvar hřídele. Podle dostupné literatury (17) jsem zakomponoval na stranu sklíčidla dvě jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem v páru do „O“, a na druhou stranu hřídele jsem navrhl klasické jednořadá valivé kuličkové ložisko.

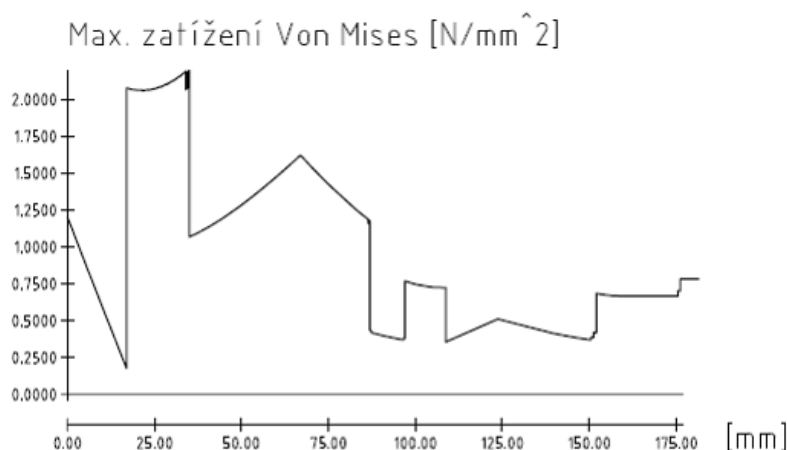
Na čele hřídele jsou závitové otvory, které slouží pro upnutí sklíčidlového pouzdra pomocí tří šroubů (jinou variantou je využití kuželové plochy). Ložiska jsou zajištěna MB podložkou a KM maticí, a to o stejném průměru jako jsou ložiska. Následuje osazení (jakýsi pomyslný střed hřídele) a za osazením je prostor pro umístění řemenice s vymezovací podložkou. Řemenice je zajištěna pojistným kroužkem a proti protočení je zabezpečena těsným perem. Kupovaný díl řemenice je kratší, z důvodu čehož jsem se rozhodl pro zkrácení normalizovaného pera na požadovanou délku (tedy na délku řemenice). Na konci hřídele je prostor pro ložisko, které je zajištěno pojistným kroužkem. Pro potřebu upnutí pomocí morse kužele byl navržen upínací trn. Navržený model hřídele je zobrazen na obrázku 6.1.



Obr. 6.1 Model uložení hřídele

6.1. Výpočet hřídele

Navrženou hřídel jsem početně zkontroloval pomocí programu Autocad Mechanical. Pár ložisek (typ 7210) jsem zjednodušeně nahradil jednou pevnou vazbou, která je umístěna mezi ložisky a druhý typ ložiska byl nahrazen vazbou posuvnou (do středu šířky ložiska). Jelikož nebylo snadné odhadnout přesné zatížení, které působí na samotnou hřídel (síly působí mimo průřez hřídele a rovněž záleží na samotném obrobku), rozhodl jsem se zvětšit známou celkovou řeznou sílu F_{vyp} o 50 %. Vyzkoušel jsem různé směry zatěžování, přičemž mou snahou bylo najít největší reakce ve vazbách, jejichž znalost jsem potřeboval znát pro kontrolu ložisek. Vyjma těchto zmíněných podmínek zahrnuje schéma rovněž sílu od napnutého řemene a maximální řezný moment viz. příloha C. Materiál hřídele jsem zvolil 16MnCr5 (dříve 14 220). Detail zadání výpočtů je obsažen v příloze C, která mj. obsahuje hodnoty bezpečnosti únavy hřídele. Na obrázku 6.2 je zobrazen výsledek výpočtu namáhání hřídele.



Vypočtené hodnoty		
Mez pružnosti	[N/mm ²]	630
Modul pružnosti E	[N/mm ²]	205000
Materiál		16MnCr5
Max. velikost ohybového momentu	[Nm]	15.51
ve vzdálenosti	[mm]	67.0
Max. krouticí moment	[Nm]	13.4
ve vzdálenosti	[mm]	96.5
Max. úhel krutu	[st]	1,1099 E-03
ve vzdálenosti	[mm]	17.0
Max. krouticí napětí	[N/mm ²]	1,1953
ve vzdálenosti	[mm]	17.0
Max. osové zatížení	[N/mm ²]	406.1262 E-03
ve vzdálenosti	[mm]	0
Max. výsledné ohybové zatížení	[N/mm ²]	1.2987
ve vzdálenosti	[mm]	67.0
Max. zatížení Von Mises	[N/mm ²]	2.1977
ve vzdálenosti	[mm]	35.0
Maximální hodnoty zatížení jsou vypočteny bez respektování zářezů.		

Obr. 6.2 Vypočtené namáhání hřídele

Smyslem této kapitoly bylo zjištění hodnot reakcí ve vazbách, které byly následně použity pro kontrolu samotných ložisek (bod 6.3 a bod 6.4). Jedná se o tyto hodnoty:

Reakce v ose X pro pevnou vazbu: $A_x = 330N$

Reakce v ose Y pro pevnou vazbu: $A_y = 707N$

Reakce v ose X pro posuvnou vazbu: $B_x = 0N$

Reakce v ose Y pro posuvnou vazbu: $B_y = 158N$

Postup vyhodnocení reakcí je k nahlédnutí v příloze C.

6.2. Výpočet ložiska 7210

Kontrolní výpočet jsem provedl podle dostupného katalogu firmy ZVL Slovakia (18). Vzorcům jsem pro lepší orientaci přidělil index „7210“. Pro účely dalšího postupu bylo zapotřebí zjistit dynamickou únosnost samotného ložiska a taktéž vypočítat ekvivalentní zatížení.

Dynamická únosnost ložiska 7210 je $C_{7210} = 40,4 kN$.

Na samotné ložisko (a jelikož je v páru) působí jak síla axiální, tak radiální. Vycházel jsem z předpokladu největšího možného zatížení. Pro radiální směr jsem použil velikost síly reakce ve směru Y, a to v pevné vazbě a pro axiální směr byla použita velikost síly ve směru X, a to v pevné vazbě. Pro další postup bylo nezbytné zjistit poměr mezi axiální silou a radiální silou (vzorec 6.1). Na základě tohoto výsledku jsem mohl určit ekvivalentní dynamické zatížení s pomocí výpočtu z katalogu (18).

$$\frac{F_{a-7210}}{F_{r-7210}} \quad (6.1)$$

Kde: axiální síla působící na ložisko je $A_x = F_{a-7210} = 330 N$ a radiální síla působící na ložisko je $A_y = F_{r-7210} = 707 N$

$$\frac{F_{a-7210}}{F_{r-7210}} = \frac{330}{707} = 0,467$$

Jelikož je poměr sil menší než hodnota 1,4, lze z toho dovodit, že ekvivalentní dynamické zatížení se rovná síle v radiálním směru.

Ekvivalentní dynamické zatížení pro ložisko 7210: $P_{7210} = F_{r-7210} = 707 N$.

Na základě výše zjištěných vstupů jsem mohl vypočíst základní trvanlivost pro ložisko 7210, a to podle vztahu (6.2).

$$L_{10-7210} = \left(\frac{C_{7210}}{P_{7210}} \right)^p = [10^6 \text{ ot}] \quad (6.2)$$

Kde: mocnitel p je pro kuličkové ložisko $p = 3$ (18) a dynamická únosnost ložiska C_{7210} je v jednotkách kN

$$L_{10-7210} = \left(\frac{40,4}{0,707} \right)^3 = 186\,588,92 * 10^6 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

Při předpokladu neměnné otáčkové rychlosti lze pak vypočíst i životnost v hodinách podle vztahu (6.3). Maximální přípustné otáčky jsou závislé od zvoleného pohonu a převodu (viz. Bod 4) $n_{vř} = 3000 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$.

$$L_{10h-7210} = \frac{L_{10-7210}}{60 * n_{vř}} \quad (6.3)$$

Po dosazení:

$$L_{10h-7210} = \frac{186\,588,92 * 10^6}{60 * 3\,000} = 1\,036\,605,1 \text{ h}$$

Životnost v hodinách překročila hodnotu 1 000 000 hodin, což je pro mé účely dostačující.

6.3. Výpočet ložiska 6209

Obdobně bylo zapotřebí provést kontrolní výpočet u ložiska 6209, což bylo realizováno jako v bodě 6.3 podle dostupného katalogu firmy ZVL Slovakia (18). Vzorcům pro lepší orientaci jsem v tomto případě přidělil index „6209“. Pro další postup bylo nezbytné zjistit dynamickou únosnost samotného ložiska a taktéž vypočíst ekvivalentní zatížení.

Dynamická únosnost ložiska 6209 je $C_{6209} = 32,9 \text{ kN}$.

Na samotné ložisko působí pouze síla radiální, jejíž velikost je shodně jako v předchozím bodě odvozena jako velikost reakční síly v ose Y, ale v bodě volné vazby ($B_y = F_{r-6209} = 158 \text{ N}$). Jelikož se jedná o volnou posuvnou vazbu, nepůsobí zde žádná axiální síla, z důvodu čehož je poměr mezi těmito silami nulový. Na základě této informace bylo vyhodnoceno ekvivalentní dynamické zatížení.

Ekvivalentní dynamické zatížení pro ložisko 6209 je $P_{6209} = F_{r-6209} = 158 \text{ N}$.

Na základě výše zjištěných vstupů jsem mohl vypočítat základní trvanlivost pro ložisko 6209, a to podle vztahu (6.2) známého z předchozí kapitoly 6.3.

$$L_{10-6209} = \left(\frac{32,9}{0,158} \right)^3 = 9\,028\,517,3 * 10^6 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

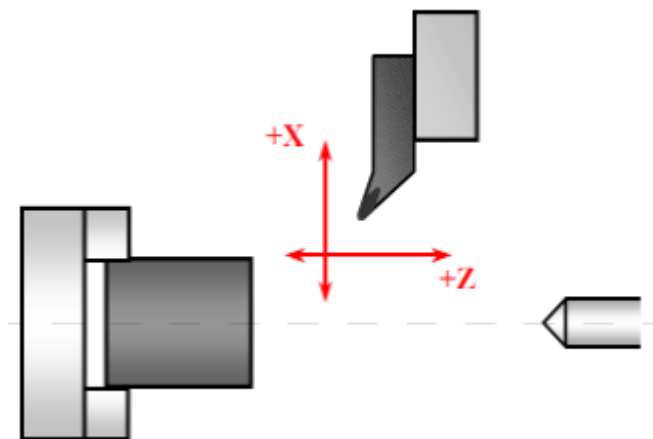
Za předpokladu neměnné otáčkové rychlosti lze vypočítat životnost v hodinách podle vztahu (6.3) uvedeného v předchozím bodě. Maximální přípustné otáčky jsou závislé na zvoleném pohonu a převodu (viz. Bod 4) $n_{vr} = 3000 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$.

$$L_{10h-6209} = \frac{9\,028\,517,3 * 10^6}{60 * 3\,000} = 50\,158\,429,4 \text{ h}$$

Životnost v hodinách překročila hodnotu 50 000 000 hodin, což je pro mě dostačující.

7. Osa X (Příčný)

Pro samotný návrh osy X jsem zvolil souřadný systém, který má osu Z rovnoběžnou s osou vřetenou, a osa X je na ni kolmá (viz. obrázek 7.1).



Obr. 7.1 Souřadný systém (19)

7.1 Kuličkový šroub

Zvolil jsem okružovaný kuličkový šroub o průměru $d_{kx} = 16 \text{ mm}$ se stoupáním závitu $P_{sx} = 5 \text{ mm}$ s dvojité předepnutou přírubovou maticí (obrázek 7.2). Dynamická únosnost $C_{xdyn} = 9\,600 \text{ N}$. Kontrolní výpočet byl proveden podle katalogu (20). Hodnotu rychloposuvu osy X jsem určil $v_{rychx} = 2500 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$. Z těchto nastavených parametrů bylo možno vypočíst požadované otáčky motoru při rovnoměrném pohybu n_{mxRP} :

$$n_{mxRP} = \frac{v_{rychx}}{P_{sx}} = \frac{2500}{5} = 500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$



Obr. 7.2 Kuličkový šroub s dvojité předepnutou maticí (21)

Kontrola maximálních otáček:

$$n_{kx} = k_d * \frac{d_{kx}}{l_{dx}^2} * 10^8 \quad (7.1)$$

$$n_{maxx} = n_{kx} * 0,8 \quad (7.2)$$

Kde: n_{kx} jsou kritické otáčky osy X, n_{maxx} jsou maximální přípustné otáčky osy X, koeficient uložení je $k_d = 1,88$ (20), průměr kuličkového šroubu $d_{kx} = 16 \text{ mm}$ a vzdálenost mezi ložisky $l_{dx} = 268 \text{ mm}$.

Vložení těchto parametrů do vztahu 7.1 jsem získal kritické otáčky a následně podle vztahu (7.2) byly vypočteny maximální přípustné otáčky.

$$n_{kx} = 1,88 * \frac{16}{268^2} * 10^8 = 41\,880,15 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

$$n_{maxx} = 41\,880,15 * 0,8 = 33\,504,12 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$$

Maximální přípustné otáčky musí být větší než požadované otáčky motoru při rovnoměrném pohybu. Podmínka:

$$n_{maxx} > n_{mxRP} \rightarrow 33\,504,12 > 500 \dots \text{podmínka splněna}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti

$$F_{kx} = k_k * \frac{d_{kx}^4}{l_{kx}^2} * 10^5 \quad (7.3)$$

$$F_{kmaxx} = F_{kx} * 0,5 \quad (7.4)$$

Kde: F_{kx} je maximální teoretická dovolená axiální síla, F_{kmaxx} je maximální dovolená provozní axiální síla, koeficient závislosti na uložení $k_k = 2,05$ (20), průměr kuličkového šroubu $d_{kx} = 16 \text{ mm}$ a nepodepřená délka hřídele $l_{kx} = 268 \text{ mm}$.

$$F_{kx} = k_k * \frac{d_{kx}^4}{l_{kx}^2} * 10^5 = 2,05 * \frac{16^4}{268^2} * 10^5 = 187\,052,8 \text{ N}$$

$$F_{kmaxx} = F_{kx} * 0,5 = 187\,052,8 * 0,5 = 93\,526,4 \text{ N}$$

$$F_{kmaxx} > F_{vyp} \rightarrow 93\,526,4 \text{ N} > 220 \text{ N}$$

Kritická síla (viz. vztahy 7.3 a 7.4) vyšla mnohem větší než výpočtová síla, jelikož je rozdíl velký, považuji danou podmínku za splněnou.

Kontrola otáčkového faktoru

Otáčkový faktor (také nazýván jako „Dn“ faktor) byl vypočten podle vztahu 7.5 (20).

$$Dn_x = d_{kx} * n_{mxRP} = 16 * 500 = 8\,000 \quad (7.5)$$

Vypočtený faktor musí být menší než tabulková hodnota pro okružovaný kuličkový šroub

$$Dn_{okr} = 90\,000 \text{ (20).}$$

$$Dn_{okr} > Dn_x \rightarrow 90\,000 > 8\,000 \dots \text{podmínka splněna}$$

Kontrola životnosti

Abych se přiblížil co nejvíce realitě, zvolil jsem pro další postup následující vstupní parametry, které byly použity ve vztazích 7.6 a 7.7

$$\text{Střední otáčky } n_{mxSTŘ} = 250 \text{ min}^{-1} \text{ a}$$

$$\text{Střední zatížení } F_{mxSTŘ} = 110 \text{ N}$$

Životnost v otáčkách

$$L_{kšx} = \left(\frac{D_{xdyn}}{F_{mxSTŘ}} \right)^3 * 10^6 = \left(\frac{9600}{110} \right)^3 * 10^6 = 6,6 * 10^{11} \text{ ot} * \text{min}^{-1} \quad (7.6)$$

Životnost v provozních hodinách

$$L_{kšxh} = \left(\frac{D_{xdyn}}{F_{mxSTŘ}} \right)^3 * \frac{10^6}{n_{mxSTŘ} * 60} = \left(\frac{9600}{110} \right)^3 * \frac{10^6}{250 * 60} = 4,4 * 10^7 \text{ h} \quad (7.7)$$

Výpočet hnacího kroutícího momentu

Pro výpočet požadovaného kroutícího momentu M_{xm} použiji výslednou řeznou sílu F_{vyp} , viz vztah 7.8.

$$M_{xm} = \frac{F_{vyp} * P_{šx}}{2000 * \pi * \eta} \quad (7.8)$$

Kde: účinnost kuličkového šroubu je standardně $\eta = 0,88$.

Po dosazení do vzorce (7.8)

$$M_{xm} = \frac{220 * 5}{2000 * \pi * 0,88} = 0,1989 \text{ Nm}$$

7.2 Pohon

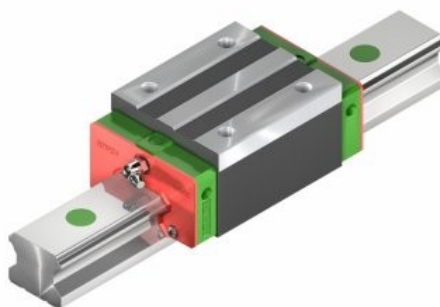
Jako pohon osy X jsem zvolil tří fázový krokový motor od firmy Leadshine Technology. S těmito motory mám osobní zkušenost, proto jsem navrhnul model ze série 57, a to konkrétně 573S05 jehož hlavní parametr je kroutící moment 0,45 Nm a příruba NEMA23. Motor je dostupný v internetovém obchodě CNCshop.cz (22). Jako spojka byla použita pružná bezvúlová spojka KBE od firmy TeaTechnik (23).



Obr. 7.3 Krokový motor série 57 (22)

7.3 Lineární vedení

Jako vedení osy X jsem vybral jeden lineární set značky Hiwin (24), mezi jehož hlavní vlastnosti patří mimo jiné vysoká tuhost a vysoká únosnost ve všech směrech. Výrobce udává, že se tento typ používá u obráběcích center, brusek, strojního vybavení apod. Pro osu X navrhuji lineární vedení: HGH 25 HA



Obr. 7.4 Lineární set od firmy Hiwin (24)

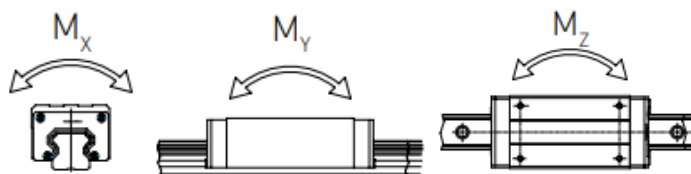
Kontrolu jsem provedl podle výpočtu z katalogu dostupného na webových stránkách výrobce (24). Vstupní data pro výpočet byly předdimenzovány, abych zajistil ty nejhorší podmínky, které však málokdy nastanou. Z tohoto důvodu byla použita síla F_{vyp} , kterou znám z předchozích výpočtů. Zvolil jsem lineární vedení, které obsluhuje vozík typu HGH ve velikosti 25 v delším provedení (označen HA):

Parametry HGH 25 HA:

Statická únosnost $C_{statHGH} = 49\,440\text{ N}$

Dynamická únosnost $C_{dynHGH} = 32\,750\text{ N}$

Statický moment $M_{xHGH} = 870\text{ Nm}$, $M_{yHGH} = M_{zHGH} = 880\text{ Nm}$ (viz obrázek 7.5)



Obr. 7.5 Rozdělení momentů působících na vozík podle (24).

Vstupní parametry potřebné pro výpočet:

Vstupní síla

$$F_{vyp} = 220\text{ N}$$

Teoretická konstrukční vzdálenost mezi kolejnicí a špičkou nástroje (s rezervou)

$$l_{kol.nást} = 50\text{ mm} = 0,05\text{ m}$$

Hmotnost hlavy supportu (s rezervou) $15\text{ kg} \rightarrow$ síla od hmotnosti

$$F_{hm-hl.supx} = 15 * 9,81 = 147,15\text{ N}$$

Kontrola spočívá ve výpočtech těchto údajů:

Statická konstrukční bezpečnost:

$$f_{SL} = \frac{C_o}{P} \quad (7.9)$$

Kde: statická únosnost je $C_o = C_{statHGH}$ a ekvivalentní statické pracovní zatížení je $P = P_x$

Faktor statické bezpečnosti pro zatěžování krutem:

$$f_{SM} = \frac{M_o}{M} \quad (7.10)$$

Kde: přípustný statický moment je $M_o = M_{xHGH}$ nebo $M_o = M_{yHGH} = M_{zHGH}$ a ekvivalentní

statický moment je $M = M_x = F_{vyp} * \frac{l_{kol.nást}}{2}$

Nejdříve jsem vypočetl Ekvivalentní statické pracovní zatížení P_x

$$P_x = F_{hm-hl.supx} + F_{vyp} = 147,15 + 220 = 367,15\text{ N}$$

Ekvivalentní statický moment byl vyjádřen pomocí F_{vyp} a vzdálenosti $l_{kol.nást}$

$$M_x = 220 * 0,05 = 11\text{ Nm}$$

Statickou konstrukční bezpečnost jsem vypočítal ze vztahu (7.9) z (24).

$$f_{SL} = \frac{C_{statHGH}}{P_x} = \frac{49440}{367,15} = 134,66$$

Faktor statické bezpečnosti pro zatěžování krutem jsem vypočítal ze vztahu (7.10) z (24)

Pro X:

$$f_{SM-x} = \frac{M_{xHGH}}{M_x} = \frac{870}{11} = 79,1$$

Pro Y, případně Z:

$$f_{SM-y,z} = \frac{M_{yHGH}}{M_x} = \frac{M_{zHGH}}{M_x} = \frac{880}{11} = 80$$

Koeficienty bezpečnosti f_{SL} , f_{SM-x} a $f_{SM-y,z}$ by měly mít minimálně hodnotu 3 (24), a to v případě provozu s rázy a vibracemi. Tato podmínka byla jednoznačně splněna.

Výpočet jmenovité životnosti

Pro určení jmenovité životnosti jsem použil hodnotu známou z katalogu samotného vozíku, konkrétně dynamickou únosnost $C_{dynHGH} = 32750 \text{ N}$, a již dříve vypočtené ekvivalentní dynamické zatížení $P_x = 367,15 \text{ N}$. Výpočet jsem provedl podle vztahu (7.11) z (24). Jelikož se jedná o provoz v domácích podmínkách, nebylo zapotřebí započítávat faktory ovlivňující jmenovitou životnost.

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 * 50 \text{ km} \quad (7.11)$$

Kde: dynamická účinnost $C_{dyn} = C_{dynHGH} = 32\,750 \text{ N}$, ekvivalentní dynamické zatížení $P = P_x = 367,15 \text{ N}$.

Jmenovitou životnost pro osu X jsem vypočetl podle vztahu (7.12)

$$L_{lvx} = \left(\frac{C_{dynHGH}}{P_x} \right)^3 * 50 \text{ km} = \left(\frac{32750}{367,15} \right)^3 * 50 \text{ km} = 35\,487\,329,6 \text{ Km} \quad (7.12)$$

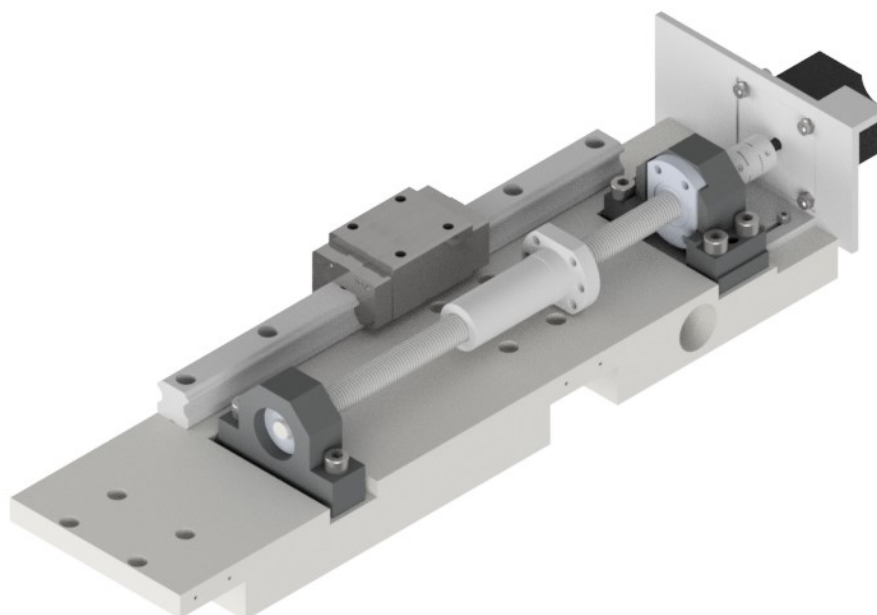
Pro zajímavost jsem také vypočítal životnost v hodinách podle vztahu (7.13)

$$L_{lvxh} = \frac{L_{lvx}}{v \cdot 60} \quad (7.13)$$

Kde: rychlost $v = v_{rychx} = 2,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a jmenovitá životnost L_{lvx} byla dosazena v metrech

$$L_{lvxh} = \frac{35\,487\,329\,600}{2,5 \cdot 60} = 236\,582\,197,3 \text{ h}$$

Životnost při určené rychlosti mi vyšla přes 230 000 000 hodin, což je více než dostačující.



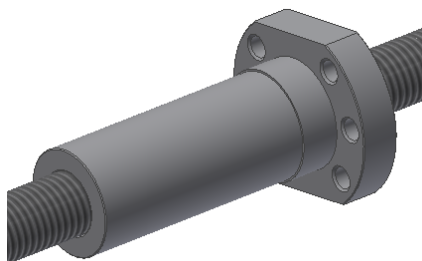
Obr. 7.6 Vymodelována osa X se všemi komponenty

8. Osa Z (Podélný)

8.1. Kuličkový šroub

Obdobně jako při volbě příčného posuvu byl zvolen okružovaný kuličkový šroub o průměru $d_{kz} = 16 \text{ mm}$ se stoupáním závitu $P_{sz} = 5 \text{ mm}$ s dvojitě předepnutou přírubovou maticí. Dynamická únosnost $C_{zdyn} = 9\,600 \text{ N}$. Kontrolní výpočet byl proveden podle katalogu (20). Hodnotu rychloposuvu jsem určil $v_{rychz} = 2000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$. Z těchto nastavených parametrů bylo možno vypočíst požadované otáčky motoru při rovnoměrném pohybu n_{mzRP} :

$$n_{mzRP} = \frac{v_{rychz}}{P_{sz}} = \frac{2000}{5} = 400 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$



Obr 8.1 Model kuličkového šroubu a matice

Kontrola maximálních otáček:

$$n_{kz} = k_d * \frac{d_{kz}}{l_{dz}^2} * 10^8 \quad (8.1)$$

$$n_{maxz} = n_{kz} * 0,8 \quad (8.2)$$

Kde: n_{kz} jsou kritické otáčky osy Z, n_{maxz} jsou maximální přípustné otáčky osy Z, koeficient uložení $k_d = 1,88$ (20), průměr kuličkového šroubu $d_{kz} = 16 \text{ mm}$, vzdálenost mezi ložisky $l_{dz} = 895 \text{ mm}$.

$$n_{kz} = 1,88 * \frac{16}{895^2} * 10^8 = 3755,19 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{maxz} = 3755,19 * 0,8 = 3004,15 \text{ min}^{-1}$$

Maximální přípustné otáčky musí být větší než požadované otáčky motoru při rovnoměrném pohybu. Podmínka:

$$n_{maxz} > n_{mzRP} \rightarrow 3004,15 > 400 \dots \text{podmínka splněna}$$

~ 31 ~

Kontrola vzpěrné tuhosti

$$F_{kz} = k_k * \frac{d_{kz}^4}{l_{kz}^2} * 10^5 \quad (8.3)$$

$$F_{kmaxz} = F_{kz} * 0,5 \quad (8.4)$$

Kde: F_{kz} je maximální teoretická dovolená axiální síla, F_{maxz} je maximální dovolená provozní axiální síla, koeficient závislosti na uložení $k_k = 2,05$ (20), průměr kuličkového šroubu $d_{kz} = 16 \text{ mm}$ a nepodepřená délka hřídele $l_{kz} = 895 \text{ mm}$.

$$F_{kz} = k_k * \frac{d_{kz}^4}{l_{kz}^2} * 10^5 = 2,05 * \frac{16^4}{895^2} * 10^5 = 16\,772,1 \text{ N}$$

$$F_{kmaxz} = F_{kz} * 0,5 = 16\,772,1 * 0,5 = 8\,386,06 \text{ N}$$

$$F_{kmaxx} > F_{vyp} \rightarrow 8\,386,06 \text{ N} > 220 \text{ N}$$

Kritická síla (viz. vztahy 8.3 a 8.4) vyšla mnohem větší než výpočtová síla, jelikož je rozdíl velký, považuji danou podmínku za splněnou.

Kontrola otáčkového faktoru

Otáčkový faktor (také nazýván jako „Dn“ faktor) se vypočítá podle vztahu 8.5 (20).

$$Dn_z = d_{kz} * n_{mzRP} = 16 * 400 = 6\,400 \quad (8.5)$$

Vypočtený faktor musí být menší než tabulková hodnota pro okružovaný kuličkový šroub $Dn_{okr} = 90\,000$.

$$Dn_{okr} > Dn_z \rightarrow 90\,000 > 6\,400 \dots \text{podmínka splněna}$$

Kontrola životnosti

Pro zjednodušení jsem odhadl poloviční vstupní parametry, a to konkrétně:

$$\text{Střední otáčky } n_{mzSTŘ} = 200 \text{ min}^{-1} \text{ a}$$

$$\text{Střední zatížení } F_{mzSTŘ} = 100 \text{ N}$$

Životnost v otáčkách

$$L_{kšz} = \left(\frac{D_{zdyn}}{F_{mzSTŘ}} \right)^3 * 10^6 = \left(\frac{9600}{100} \right)^3 * 10^6 = 8,8 * 10^{11} \text{ ot} * \text{min}^{-1} \quad (8.6)$$

Životnost v provozních hodinách

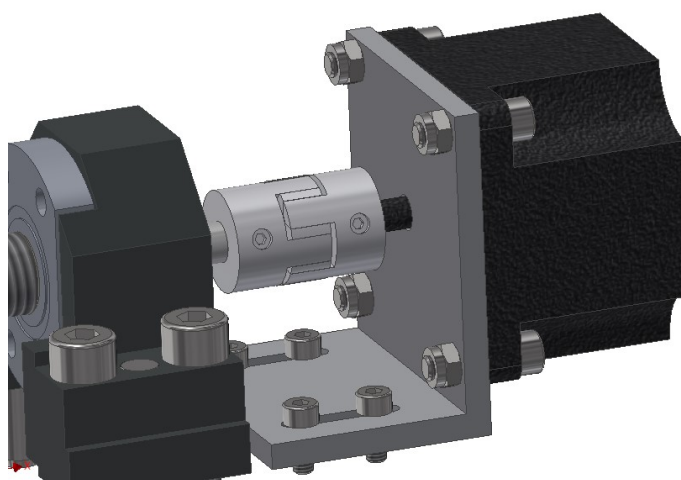
$$L_{kšxh} = \left(\frac{D_{zdyn}}{F_{mzSTŘ}} \right)^3 * \frac{10^6}{n_{mzSTŘ} * 60} = \left(\frac{9600}{100} \right)^3 * \frac{10^6}{200 * 60} = 7,37 * 10^7 h \quad (8.7)$$

Výpočet hnacího kroutícího momentu

Hnací kroutící moment nebylo zapotřebí vypočítat, poněvadž vyšel stejně jako v bodě 7.1 (vztah 7.8). Z toho vyplývá: $M_{zm} = M_{xm} = 0,1989 Nm$

8.2. Pohon

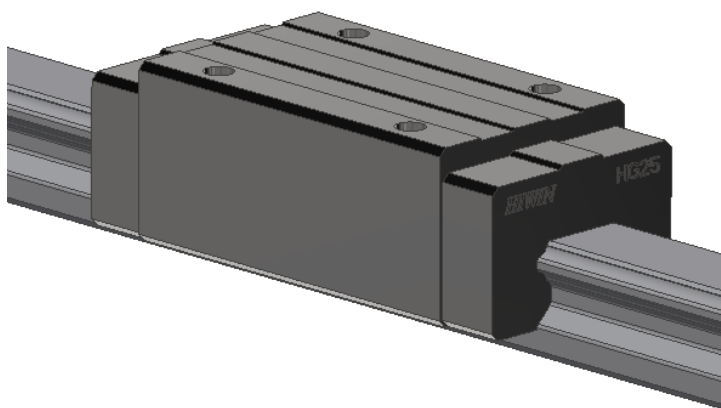
Jako pohon osy Z jsem zvolil tří fázový krokový motor od firmy Leadshine Technology. Navrhnul jsem model ze série 57, a to konkrétně 573S05 jehož hlavní parametr je kroutící moment 0,45 Nm a příruba NEMA23. Motor je dostupný v internetovém obchodě CNCshop.cz (22). Jako spojka byla použita pružná bezvůlová spojka KBE od firmy TeaTechnik (23).



Obr. 8.2 Model krokového motoru

8.3. Lineární vedení

Jako vedení osy Z byly zvoleny dva lineární sety značky Hiwin (24), jehož hlavní vlastnosti byly zmíněny v předchozím bodě 7.3. Pro osu Z, shodně jako u osy X, navrhuji lineární vedení: HGH 25 HA



Obr. 8.3 Model lineárního setu od firmy Hiwin

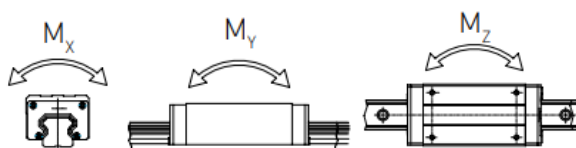
Kontrolu jsem provedl podle výpočtu z katalogu dostupného na webových stránkách výrobce (24). Vstupní data pro výpočet byla předdimenzována, abych simuloval ty nejhorší provozní podmínky. Z těchto důvodu byla použita síla F_{vyp} , kterou znám z předchozích výpočtů. Zvolil jsem lineární vedení, které obsluhuje vozík typu HGH ve velikosti 25 v delším provedení (označen HA):

Parametry HGH 25 HA:

Statická únosnost $C_{statHGH} = 49\,440\,N$

Dynamická únosnost $C_{dynHGH} = 32\,750\,N$

Statický moment $M_{xHGH} = 870\,Nm$, $M_{yHGH} = M_{zHGH} = 880\,Nm$



Obr. 8.4 Rozdělení momentů působících na vozík podle (24)

Vstupní parametry potřebné pro výpočet:

Vstupní síla

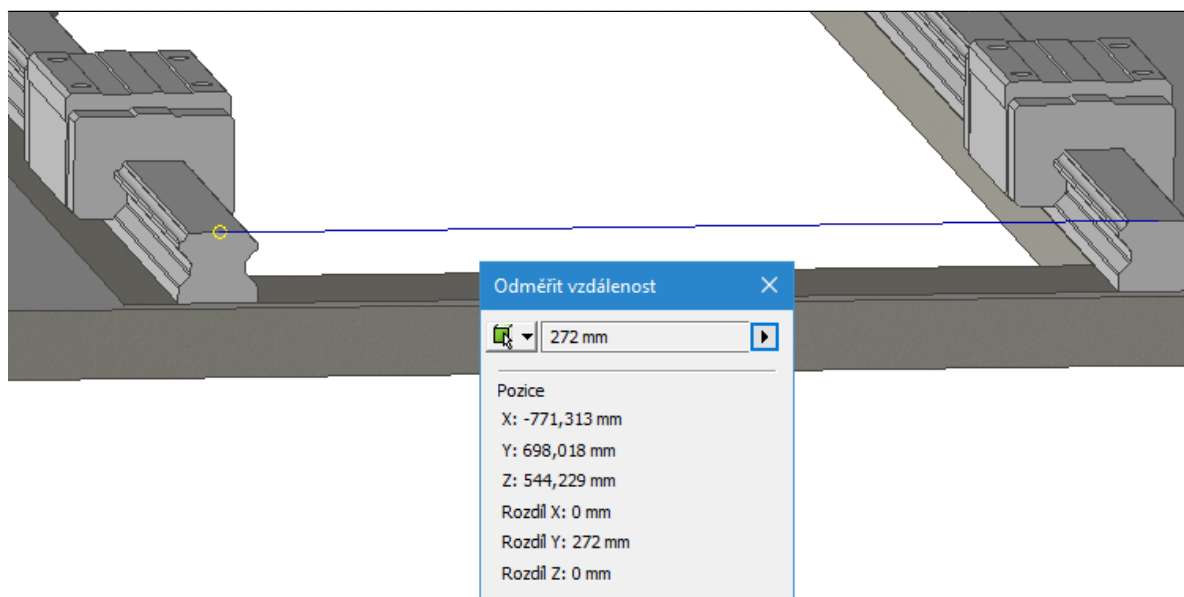
$$F_{vyp} = 220\,N$$

Konstrukční vzdálenost mezi kolejnicemi (viz. Obrázek 8.5)

$$l_{kol.os} = 272\,mm = 0,272\,m$$

Hmotnost supportu 24 kg → síla od hmotnosti

$$F_{hm-supz} = 24 * 9,81 = 235,44\,N$$



Obr. 8.5 Zjištění konstrukční vzdálenosti

Kontrola spočívá ve výpočtech těchto údajů:

Statická konstrukční bezpečnost:

$$f_{SL} = \frac{C_o}{P} \quad (8.8)$$

Kde: statická únosnost je $C_o = C_{statHGH}$ a ekvivalentní statické pracovní zatížení je $P = P_z$

Faktor statické bezpečnosti pro zatěžování krutem:

$$f_{SM} = \frac{M_o}{M} \quad (8.9)$$

Kde: přípustný statický moment je $M_o = M_{xHGH}$ nebo $M_o = M_{yHGH} = M_{zHGH}$ a ekvivalentní

statický moment je $M = M_z = F_{vyp} * \frac{l_{kolos}}{2}$

Nejdříve jsem si spočítal Ekvivalentní statické pracovní zatížení P_z

$$P_z = F_{hm-supz} + F_{vyp} = 220 + 235,44 = 455,44 \text{ N}$$

Ekvivalentní statický moment byl vyjádřen pomocí F_{vyp} a to tak, že sílu umístím do místa, které je nejrizikovější.

$$M_z = 220 * \frac{0,272}{2} = 29,92 \text{ Nm}$$

Statickou konstrukční bezpečnost jsem vypočítal ze vztahu (8.8) z (24).

$$f_{SL} = \frac{C_{statHGH}}{P_z} = \frac{49440}{455,44} = 108,554$$

Faktor statické bezpečnosti pro zatěžování krutem jsem vypočítal ze vztahu (8.9) z (24)

Pro X:

$$f_{SM-x} = \frac{M_{xHGH}}{M_z} = \frac{870}{29,92} = 29,08$$

Pro Y, případně Z:

$$f_{SM-y,z} = \frac{M_{yHGH}}{M_z} = \frac{M_{zHGH}}{M_z} = \frac{880}{29,92} = 29,4$$

Koeficienty bezpečnosti f_{SL} , f_{SM-x} a $f_{SM-y,z}$ by měly mít minimálně hodnotu 3 (24), a to v případě provozu s rázy a vibracemi. Tato podmínka byla jednoznačně splněna.

Výpočet jmenovité životnosti

Pro určení jmenovité životnosti jsem použil hodnotu známou z katalogu samotného vozíku, konkrétně dynamickou únosnost $C_{dynHGH} = 32750 \text{ N}$, a k tomu již dříve vypočtené ekvivalentní dynamické zatížení $P_z = 455,44 \text{ N}$. Výpočet jsem provedl podle vztahu (8.10) z předchozího bodu. Jelikož se jedná o provoz v domácích podmínkách, nebylo zapotřebí započítávat faktory ovlivňující jmenovitou životnost.

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 * 50km \quad (8.10)$$

Kde: dynamická účinnost $C_{dyn} = C_{dynHGH} = 32\,750 \text{ N}$, ekvivalentní dynamické zatížení $P = P_z = 455,44 \text{ N}$.

Jmenovitou životnost pro osu Z jsem vypočetl podle vztahu (8.11)

$$L_{lvz} = \left(\frac{C_{dynHGH}}{P_z} \right)^3 * 50km = \left(\frac{32750}{455,44} \right)^3 * 50km = 18\,591\,327,7 \text{ Km} \quad (8.11)$$

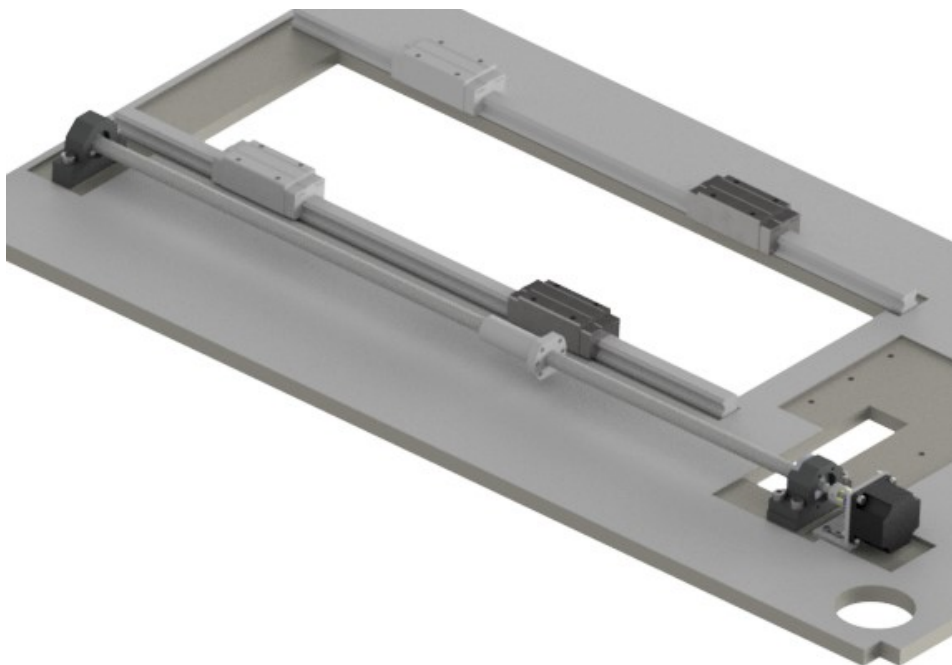
Pro zajímavost jsem také vypočítal životnost v hodinách podle vztahu (8.12)

$$L_{lvzh} = \frac{L_{lvz}}{v*60} \quad (8.12)$$

Kde: rychlost "v" je v mém případě $v_{rychz} = 2,5 \text{ m} * \text{min}^{-1}$ a jmenovitá životnost L_{lvz}

$$L_{lvzh} = \frac{18\,591\,327\,700}{2,5 * 60} = 123\,942\,184,7\,h$$

Životnost při určené rychlosti vyšla přes 120 000 000 *hodin*, což je více než dostačující.



Obr. 8.6 Vymodelována osa Z

9. Automatická výměna nástrojů

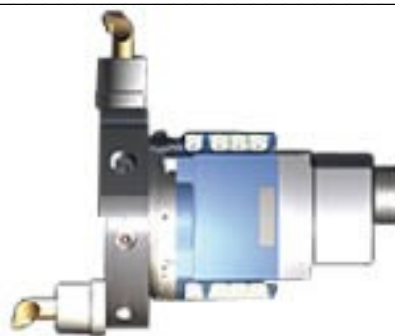
Automatická výměna nástrojů je nezbytná, pokud chceme snížit strojní čas. Pro soustruhy se používají kotoučové revolverové hlavy, v nichž mohou být pozice, které dokáží přenést otáčivý pohyb. V praxi to znamená, že soustruh se během určité fáze procesu změní na frézku. Toho se dá využít například při výrobě šestihranu na hřídeli, kdy není zapotřebí použití dvou strojů. Je to podmíněno přesným natáčením obrobku upevněného na vřetenu (ideálně se zpětnou odezvou známé polohy). Systém je složen z kotouče, který obsahuje pozice pro nástroje, aretujícího mechanismu, pohonu a jiných potřebných komponent (sledování polohy, hydraulického obvodu pro mazání atp.). Kotouč funguje na principu modularity, což znamená, že si obsluha mimo stroj nachystá nástroj do držáku a držák následně může umístit do libovolné pozice.

V České Republice nejsou společnosti, které tyto systémy dodávají. Německá firma Sauter se právě na tyto systémy specializuje a má v nabídce sofistikované upevňovací systémy. Na svých webových stránkách (25) člení společnost revolverové hlavy na tři hlavní podsystemy, lišící se v použití, a to na: diskové, hlavové a korunové.



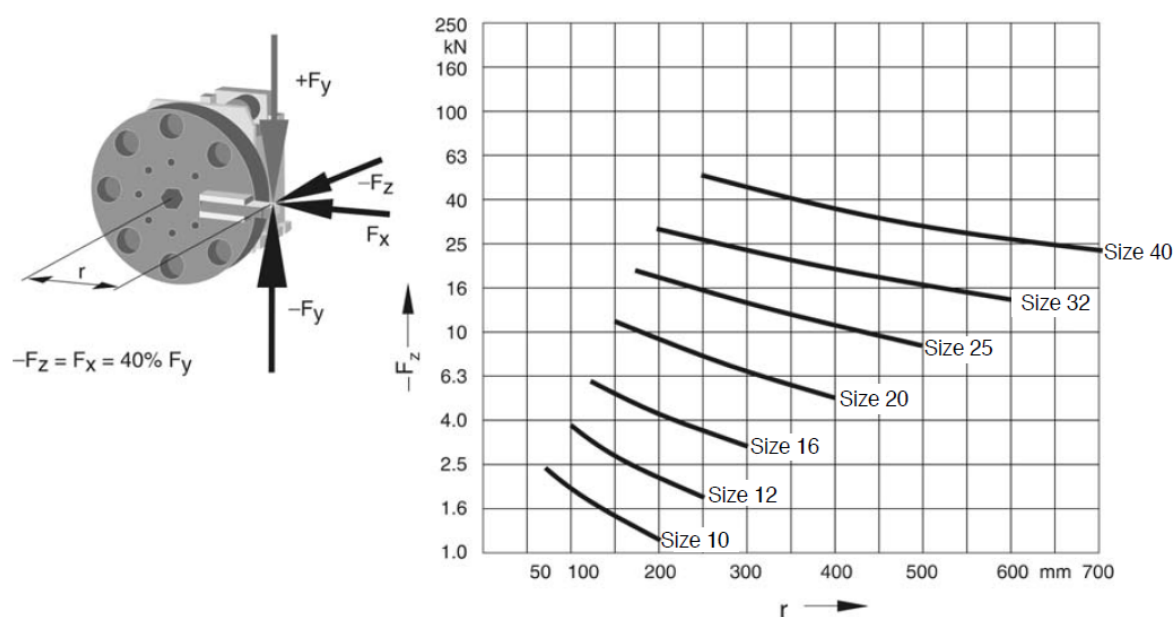
Obr. 9.1, 9.2 a 9.3 Revolverová hlava: disková (26), hlavová (27) a korunová (28)

Na základě informací obsažených na webových stránkách (26), bylo rozhodnuto použít diskové revolverové hlavy modré série, a to především kvůli nízké pořizovací ceně. Při volbě přesného typu jsem vycházel z informací, dostupných v oddílu detailnějšího popisu, modré série (29). Velkou výhodou je, že pro provozování není potřeba ani hydraulického ani pneumatického obvodu. Z tohoto důvodu jsem zvolil produkt s označením 0.5.480.5.510, který je veden v katalogu pod názvem (30): „Diskový typ s elektromechanickou aktivací série 5 a velikostí 10“. Tato hlava má k dispozici 8 nebo 12 pozic pro nástroje, přípustné tangenciální zatížení 300 Nm, potřebný čas pro změnu pozice je přibližně 0,5 vteřin a hmotnost celého systému je 14 kg. Náhled zvoleného typu lze vidět na obrázku 9.4.



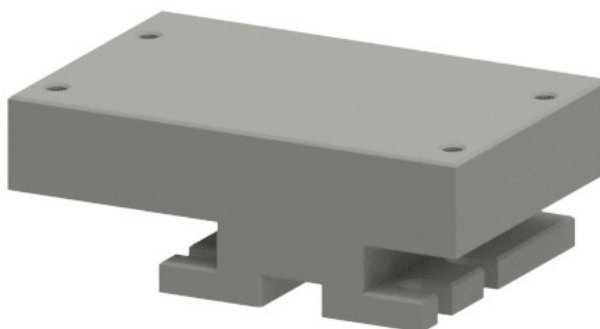
Obr. 9.4 Náhled produktu 0.5.480.5.510 (30)

V katalogu (30) jsou dostupné mj. grafy, zobrazující velikosti sil, které můžou na soustavu působit. Příklad takového grafu je možno vidět na obrázku 9.5.



Obr. 9.5 Příklad grafu z katalogu (30)

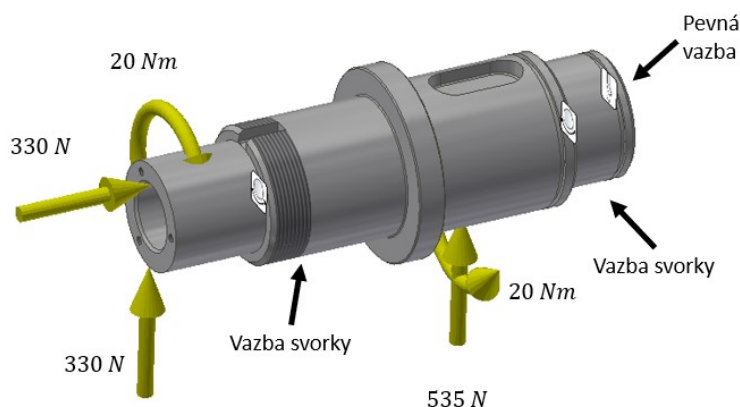
Pro zakomponování revolverové hlavy do stroje bylo zapotřebí navrhnout základnu supportu, která má připojovací rozměry pro revolverovou hlavu a zároveň k vozíku lineárního vedení.



Obr. 9.6 Základna pro revolverovou hlavu Sauter

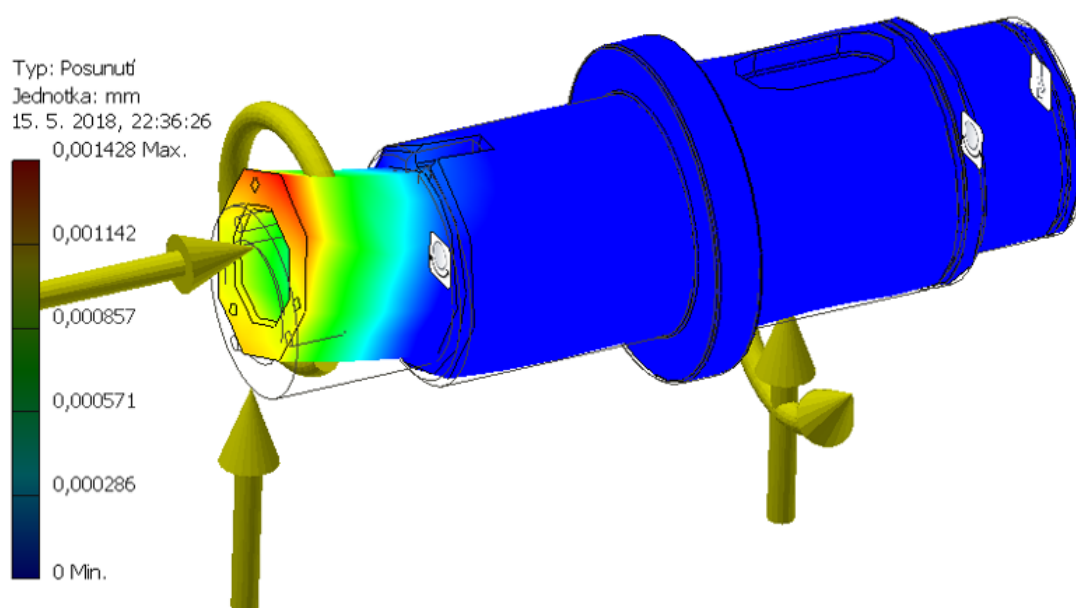
10. Kontrola průhybu

U obráběcích strojů je dán požadavek přesného obrábění. U soustruhů je kladen velký důraz na kontrolu průhybu hřídele vřetena. Pokud by, v případě obrobku upnutého pouze z jedné strany, byla hodnota průhybu vysoká, mohl by vzniknout na určité délce rozdíl v rozměrech mezi počátkem a koncem obráběné plochy. Z těchto důvodů jsem se rozhodl zkontrolovat možný průhyb pomocí MKP. V první řadě bylo nutno zadat okrajové podmínky (viz. obrázek 10.1), které jsou shodné s podmínkami uvedenými v bodě 6.2. Vazby, které nahrazovaly ložiska, byly v tomto případě vyměněny za svorkovou vazbu, které byly nastaveny na „Pevný tečný směr“. Pevnou vazbu jsem umístil na čelo volného konce hřídele.



Obr. 10.1 Zadání okrajových podmínek do MKP

Podle vyhodnocení MKP vyšel průhyb ve velikosti přibližně 0,0014 mm (viz. obrázek 10.2). Danou hodnotu jsem použil pro vztah (10.1).



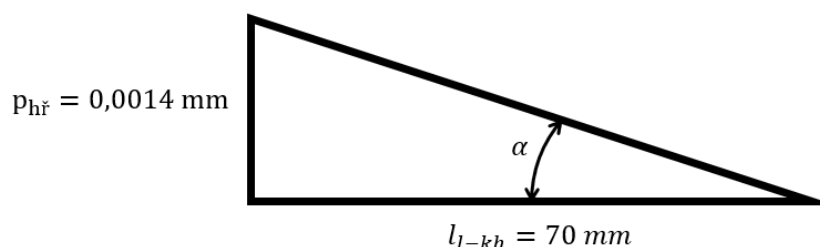
Obr. 10.2 Vyhodnocení průhybu

Vzhledem k tomu, že na soustruhu se budou vyrábět či případně upravovat díly na dálkově řízené modely, bylo zapotřebí vypočíst nepřesnost na dané délce. Mezi nejpřesnější díl patří zadní hřídel pro podvozky v měřítku 1:10 (viz. obrázek 10.3). Tato hřídel je uložena ve dvou kuličkových jednořadých ložiscích. Výrobce této hřídele používá ložiska vyráběná v klasické toleranci, stejně jako společnost SKF, z čehož jsem usoudil, že hřídele mají stupeň přesnosti js5 (31), a běžně se jedná o průměry 6 mm. Tzn. $\pm 2,5 \mu m$ (14) a z toho je zřejmé, že rozdíl průměrů by měl být maximálně $5 \mu m$.



Obr. 10.3 Hřídel podvozku X-Ray X10, X12, X1 (32)

Na podkladě předchozích výsledků jsem provedl kontrolu, zdali je stroj schopný vyrobít tuto hřídel v toleranci a bez použití koníku. Z konstrukce hřídele byla odvozena vzdálenost od ložisek ke kraji hřídele. Za pomoci této vzdálenosti a již vypočteného průhybu (viz. Obrázek 10.2) jsem vypočetl úhel α (viz. Obrázek 10.4). Na základě stanoveného úhlu bylo pak možno zjistit, o kolik se změní průměr na určené délce (viz. vztah 10.1).



Obr. 10.4 Náčrt výpočtu průhybu

$$\alpha = \arctg\left(\frac{p_{hř}}{l_{l-kh}}\right) = \arctg\left(\frac{0,0014}{70}\right) = 0,00115^\circ \quad (10.1)$$

Za předpokladu neměnného úhlu byl vyjádřen rozdíl na průměru. Optimální délku obrobku jsem zvolil 100 mm.

$$\Delta d_{pr} = 2 * tg(\alpha) * 100 = 2 * tg(0,00115) * 100 = 0,004 \text{ mm}$$

Výsledná hodnota rozdílu průměru na délce 100 mm vyšla menší než dovolen tolerance průměru, čímž bylo potvrzeno, že i při větším zatížení, než je dáno, je zařízení schopno vyrobít hřídel o délce 100 mm, průměru 6 mm v toleranci js5.

11. Elektronika

V této kapitole jsem se zabýval elektronikou. Nejdříve bylo zapotřebí se s ní blíže obeznámit. Například jak probíhá komunikace, čím je zajištěno řízení, jaké komponenty je nutno zajistit atd. Nejdůležitějším prvkem je počítač, jehož hlavní funkcí je číst program a na jeho základě vyslat elektrické signály, které jsou vedeny přes řídicí jednotky do jednotlivých motorů, čímž je udáván správný pohyb. U dražších a propracovanějších CNC strojů jsou používány senzory, které sledují daný pohyb, a tím poskytují zpětnou vazbu, zdali došlo k vykonání správného pohybu. Jednoduše řečeno, stroj „zná“ jaké pohyby vykonal a pokud existuje nějaká nesrovnalost dokáže pohyb upravit dle prvotního příkazu. Jelikož konstruuji soustruh k domácím účelům, je použití těchto senzorů a čidel nadbytečné, a to především z důvodu vyšší pořizovací ceny. Známé řídicí systémy (Fanuc, Heidenhain) využívají své prověřené sběrnice a protokoly, které by bylo možno taktéž využít, ale jejich pořizovací cena je příliš vysoká.



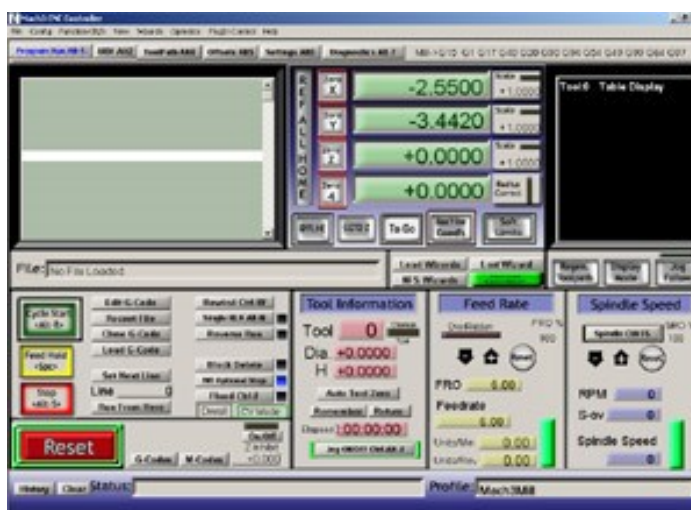
Obr. 11.1 a 11.2 Náhled řídicího systému fanuc (33) a heidenhain (34)

11.1. Ovládací prvky

Teoreticky existují dvě možnosti jak snadno řídit CNC soustruh. První možností je použití paralelního portu, druhou pak je použití LAN konektoru. Zásadní rozdíl spočívá v tom, že v prvním případě je potřeba použít výkonnější hardware, jelikož generování impulsů obstarává procesor samotného počítače, kdežto v druhém případě obstarává komunikaci procesor, který je na interpolátoru (35). Pro samotné řízení je nezbytné mít v počítači patřičný software. Nejznámější jsou Mach3 (Mach4) pro operační systém Windows a LinuxCNC pro operační systém Linux.

Mach3

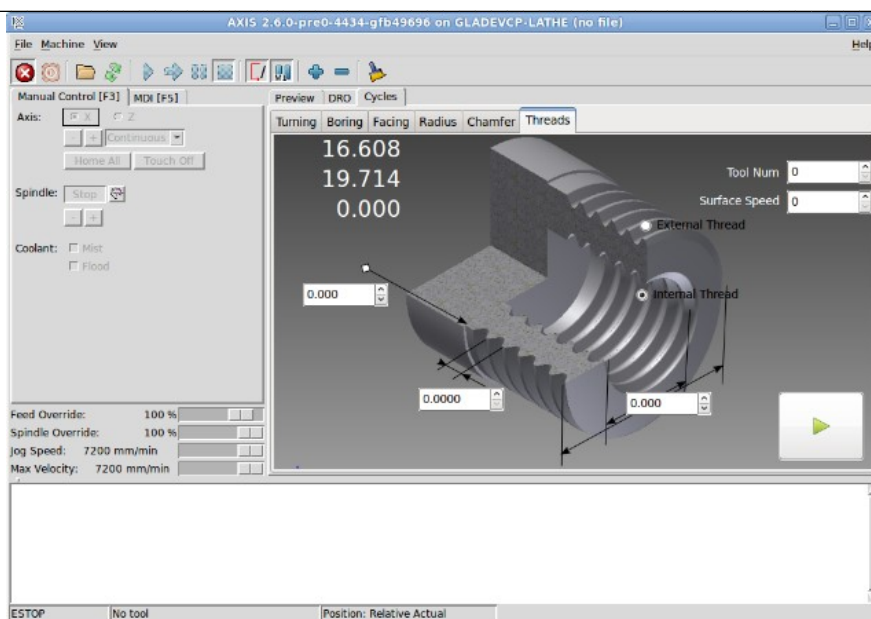
Program Mach3 pro řízení CNC strojů od společnosti ArtSoft je mezi uživateli velmi oblíben (společnost sice vydala novější verzi Mach4, ta je však placená). Má jednoduchou instalaci a je snadno nastavitelný. Negativní stránkou je, že kvalita generovaných impulsů není dobrá. K zajištění nejlepší kvality je zapotřebí mít rychlý počítač s operačním systémem Windows. V systému by neměly být nainstalovány další programy (např. antivirus), které by mohly negativně ovlivnit výkon počítače a mohly by zatěžovat procesor. Program pracuje se standartním G-kódem, jenž umí všechny důležité funkce a pohyby potřebné pro obrábění. Existuje i možnost nastavení pohybů pomocí tzv. maker, které mohou obsahovat různé složitější pohyby. V programu jsou zahrnuty pomocné programy pro vrtání obdélníkového pole, kruhového pole, frézování čelních ploch atd. Na webových stránkách (36) je dostupná demo verze, která je omezená na 500 řádků kódu, případně lze v České republice zakoupit plnou licenci za 4 083,-Kč (37).



Obr. 11.3 Rozhraní programu Mach3 (38)

LinuxCNC

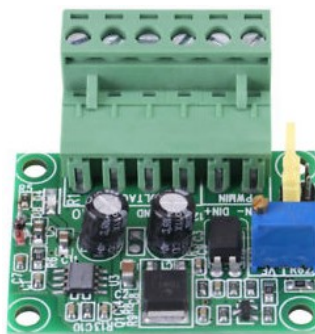
Výhodou programu LinuxCNC je jeho volně šiřitelná licence, díky čemuž si jej může zkušenější uživatel upravit podle své libosti. Vyjma toho program obsahuje také průvodce nastavením, který provede uživatele nastavením ovládacích prvků, signálů senzorů atp. S ohledem na širokou možnost modifikovatelnosti je srovnatelný se systémy, které jsou k vidění u konvekčních číslicově řízených strojů. Jeho největší výhoda již plyne ze samotného názvu, neboť tento program je vytvořen pro operační systém Linux. tudíž dokáže lépe pracovat v reálném čase, a z důvodu čehož je i kvalita generovaných signálů vysoká.



Obr. 11.4 Rozhraní programu LinuxCNC (39)

11.2. Hardware

Samotné procesorem vygenerované, signály je potřeba převést na pohyb krokového motoru. Převod je zajištěn pomocí „driveru“, který je připojen ke každé ose zvlášť. V případě mého konstrukčního návrhu bylo nutno použít tyto dvě jednotky. Principem je vygenerování signálu DIR a STEP. První zmíněný signál slouží určení směru otáčení a nabývá logické 1 nebo 0. Signál STEP pak určuje úhel natočení motoru. Nastavením driveru lze docílit jemnějšího natočení, ale jeho nevýhodou je nutnost generování většího množství impulsů. Pro možnost řízení otáček hlavního pohonu je nezbytné propojit frekvenční měnič s počítačem. Jelikož měnič má napěťový vstup 0-10V, bylo nutno pořídit redukci mezi LPT (paralelním portem) a 0-10V (viz. obrázek 11.5). Redukce je k dostání například na webových stránkách clitischop (40). Do stroje dále zapotřebí zakomponovat koncové spínače, nouzový vypínač a další různé elektronické součástky potřebné pro periférie atp.



Obr. 11.5 Redukce z 0-10V na LPT (40)

12. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout číslicově řízený soustruh, který bude sloužit pro výrobu náhradních dílů pro modely na dálkové ovládání. V úvodní části práce jsem popsal historii soustružení, na níž navazuje popis principu soustružení, rozdělení soustruhů a taktéž zde byly rozvedeny nástroje používané na soustruzích. Ve druhé kapitole jsem se zabýval jednotlivými variantami řešení konstrukce. Mým cílem bylo navrhnout jedinečný soustruh, tedy nikoliv stroj dostupný na běžném trhu. Z tohoto důvodu jsem zvolil koncept volného prostoru pod vřetenem a stavbu na vodorovné úrovni.

Nejprve bylo nutno stanovit řezné podmínky pro požadovaný materiál. Praoval jsem s variantou použití nástrojů z RO, ale i s nástroji s vyměnitelnými destičkami P10 a P20. Díky řezným podmínkám bylo možné navrhnout hlavní pohon a k němu převod. Při výběru motoru jsem kontaktoval zákaznickou podporu firmy Siemens, kdy na základě komunikace s technikem byl navrhnout elektromotor s výkonem 3 kW. Dalším důležitým prvkem bylo navrhnout hřídel vřetena, do níž bylo nezbytné zakomponovat morse kužel 3 a průchozí díru průměru 20 mm. Na základě rozměrů navržené hřídele jsem postupně určil průměry pro ložiska, řemenici aj. Ložiska jsem zvolil na základě doporučení, kdy jsem vybral dvě jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem v páru do „O“ (typ 7210), která jsou zajištěna KM maticí s MB podložkou. Ložiska je nutno mírně předepnout z axiálního směru, což při stavbě zajistím vložením tenké podložky mezi ložiska, a následným utáhnutím matice. Na druhé straně hřídele bylo navrženo klasické jednořadá kuličkové ložisko s označením 6209, které je zajištěno pojistným kroužkem. Pro přenos kroutícího momentu bylo zakomponováno klasické těsné pero, které však bylo na základě konstrukčních rozměrů nutno rozříznout.

Při návrhu osy X a osy Z bylo postupováno obdobně. Začínal jsem s návrhem kuličkového šroubu, přičemž v obou případech jsem zvolil kuličkový šroub o průměru 16 mm se stoupáním závitu 5 mm, jenž byl následně zkontrolován z hlediska jeho životnosti. Dalším krokem bylo navržení pohonů, kdy pro obě osy byly zvoleny stejné krokové třífázové elektromotory. V posledním bodě bylo navržené lineární vedení zkontrolováno na jeho životnost.

Pro snadnější a rychlejší práci na soustruhu usnadnění budoucí práce jsem navrhl volbu automatické revolverové hlavy, kdy mi byla doporučena společnost Sauter, která se na tyto

prvky specializuje. Pro tuto automatickou revolverovou hlavu bylo zapotřebí navrhnout upínací rozhraní.

V předposlední kapitole jsem provedl kontrolu, zdali navržená hřídel nemá velkou hodnotu průhybu, neboť, pakliže by byla hodnota vysoká, nebylo by možno vyrábět přesně tolerované díly. Jelikož výsledky byly vyhovující, a to i pod velkým zatížením, lze dospět k závěru, že zařízení je schopno vyrábět přesně tolerované díly.

Závěr práce byl věnován elektronickým prvkům a řídicím systémům, které jsou nezbytné pro řízení soustruhu. Rozhodl jsem se pro využití programu LinuxCNC a připojení pomocí LPT rozhraní, i když toto rozhraní není běžnou výbavou současných počítačů, přesto jsem zvolil právě toto schéma.

Sestavný výkres (příloha D) je doplněn o nakupované díly, které nebyly v diplomové práci blíže zmíněny. K soustruhu jsem zakomponoval univerzální chladicí zařízení o objemu 9 litrů (41), které obsahuje mimo nádrž pro chladicí kapalinu i kompletní elektroinstalaci včetně vypínače. Pohybující části bylo zapotřebí doplnit krytem. Kuličkový šroub na ose Z byl opatřen z obou stran spirálovým krytem (20-200-20) (42). Pro osu X jsem vybral chránění elastickými skládanými měchy s lamelami (43). Příloha E obsahuje výrobní výkres hřídele.

Cílem diplomové práce bylo navrhnout provozuschopný CNC soustruh, který má všechny potřebné komponenty pro jeho řízení a jeho sestavení je v praxi reálné.



Obr. 12.1 Sestava navrženého CNC soustruhu

Použitá literatura

1. *Domáci Soustružení*. [Online] [Citace: 10. 1 2018.]. Dostupné z:
<http://www.domaci-soustruzeni.cz/historie-soustruzeni/historie-soustruzeni-starovek.html>.
2. Josef, Brychta. *Technologie II*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007-2008. ISBN 978-80-248-1822-1.
3. *Wikipedia*. [Online] [Citace: 5. 2 2018.] Dostupné z:
<https://cs.wikipedia.org/wiki/Soustru%C5%BEE%C3%AD>.
4. *Uni-Max*. [Online] [Citace: 10. 2 2018.] Dostupné z:
https://www.uni-max.cz/fotocache/fullsize/145045_020_psd.jpg.
5. *Peddy*. [Online] [Citace: 15. 2 2018.] Dostupné z:
https://www.peddy.cz/bmz_cache/9/9ab9db44121fa03ab38cd22a2bc9f893.image.587x600.jpg?rel=0.
6. *Prima Dílna*. [Online] [Citace: 15. 2 2018.] Dostupné z:
https://www.primadilna.cz/fotky49990/fotos/_vyr_2625Warco-GH-1236---2017.jpg.
7. *Eluc*. [Online] [Citace: 10. 1 2018.] Dostupné z:
https://eluc.kr-olomoucky.cz/uploads/images/18970/content__eln__soustruh.jpg.
8. *Ruční nářadí*. [Online] [Citace: 3. 1 2018.] Dostupné z:
https://cdn.rucni-naradi.cz/img_product/img-398-3by2/proma-sm-300e-soustruh.jpg.
9. *ADATE, s.r.o.* [Online] [Citace: 24. 1 2018.] Dostupné z:
<http://www.adata.cz/images/sa-48-cnc/sa-48-cnc-03.jpg>.
10. *Sandvik nástroje*. [Online] [Citace: 23. 1 2018.] Dostupné z:
<https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/products/Pages/turning-tools.aspx>.
11. *Stolle Castable Solutions*. [Online] [Citace: 13. 2 2018.] Dostupné z:
http://www.stolleplates.com/fileadmin/_processed_/csm_machienenbetten_von_stolle__3bef9c23d.jpg.
12. *ama czech*. [Online] [Citace: 17. 2 2018.] Dostupné z:
<https://www.ama-zahrada.cz/fotografie/max/loziskovy-domek-ucpa-204-55442-0.jpg>.
13. *TSA 031*. [Online] Servo-Drive. [Citace: 19. 2 2018.] Dostupné z:
http://www.tsa031.cz/prevodovka/P%C5%99evodov%C3%A1%20sk%C5%99%C3%AD%C5%88%20p%C5%99evodovka%20ZTS%20Sabinov%20opracov%C3%A1n%C3%AD_lar.jpg.
14. Jiří, Marek, Jan, Leinveber a Pavel, Vávra. *Strojnické Tabulky*. Úvaly : Albra, 2003. ISBN 80-864-9074-2.

-
15. Sandvik. [Online] [Citace: 15. 1 2018.] Dostupné z:
https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/materials/workpiece_materials/the_specific_cutting_force/pages/default.aspx.
16. Gates. [Online] [Citace: 17. 1 2018.] Dostupné z:
<https://www.gates.com/resources/engineering-resources/design-flex-pro-software>.
17. MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha : MM publishing, s.r.o., 2014. ISBN 978-802-6067-801.
18. ZVL Slovakia. [Online] [Citace: 18. 3 2018.] Dostupné z:
<https://www.zvlslovakia.cz/technicke-udaje/zakladni-vypocty/>.
19. *Komplexní vzdělávání katedra strojní*. [Online] [Citace: 17. 2 2018.] Dostupné z:
<http://docplayer.cz/12008332-Komplexni-vzdelavani-katedra-strojni-spsse-a-vos-liberec.html>.
20. Hiwin. [Online] [Citace: 10. 2 2018.] Dostupné z:
<http://www.hiwin.cz/download/cd5d1a50e11cb4e2503bd18e3571c20d>.
21. Hiwin. [Online] [Citace: 16. 2 2018.] Dostupné z:
http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/okruzovane-srouby/58_matice-dvojita-prirubova-ddb.
22. *CNCshop krokové motory* [Online] [Citace: 19. 2 2018.] Dostupné z:
<http://cncshop.cz/573s09-krokovy-3-fazovy-motor-0-6nm>.
23. *T.E.A. Technik*. [Online] [Citace: 2. 4 2018.] Dostupné z:
<https://www.teatechnik.cz/pruzne-bezvulove-spojky-kbe/>.
24. [Online] [Citace: 20. 3 2018.] Dostupné z:
http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg-qh/17_vozik-hgh.
25. *Sauter typy*. [Online] [Citace: 10. 4 2018.] Dostupné z:
<http://www.sauter-feinmechanik.com/en/produkte.php>.
26. *Sauter diskové*. [Online] [Citace: 14. 4 2018.] Dostupné z:
<http://www.sauter-feinmechanik.com/en/scheibenrevolver.php>.
27. *Sauter hlavové*. [Online] [Citace: 18. 4 2018.] Dostupné z:
<http://www.sauter-feinmechanik.com/en/kopfrevolver.php>.
28. *Sauter korunová*. [Online] [Citace: 16. 4 2018.] Dostupné z:
<http://www.sauter-feinmechanik.com/en/kronenrevolver.php>.
29. *Sauter modré*. [Online] [Citace: 22. 4 2018.] Dostupné z:
<http://www.sauter-feinmechanik.com/en/blauelinie.php>.

-
30. *Sauter katalog modrá*. [Online] [Citace: 26. 4 2018.] Dostupné z:
http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-49_e_view090623.pdf.
31. *SKF*. [Online] [Citace: 24. 3 2018.] Dostupné z:
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-interfaces/tolerances-for-standard-conditions/index.html>.
32. *X-Ray Store*. [Online] [Citace: 10. 3 2018.] Dostupné z:
<https://www.xraystore.cz/REAR-AXLE-SHAFT-GRAPHITE-V3-d14432.htm?tab=related>.
33. *HelmanCNC*. [Online] [Citace: 21. 1 2018.] Dostupné z:
<http://www.helmancnc.com/wp-content/uploads/2013/03/What-is-CNC-Program-Block-CNC-Machining-for-Beginners-Series-fanuc.jpg>.
34. *CAMS (Cardiff)*. [Online] [Citace: 19. 1 2018.] Dostupné z:
<http://www.camscardiff.co.uk/images/turning1.jpg>.
35. *CNCshop interpolátor*. [Online] [Citace: 2. 4 2018.] Dostupné z:
<http://cncshop.cz/smoothstepper-ethernet-hw-interpolator-4-mhz-pro-mach3>.
36. *Newfangled Solutions*. [Online] [Citace: 12. 2 2018.] Dostupné z:
<http://www.machsupport.com/>.
37. *CNCshop software*. [Online] [Citace: 10. 3 2018.] Dostupné z:
<http://cncshop.cz/sw-mach3>.
38. *Newfangled Solutions*. [Online] [Citace: 17. 2 2018.] Dostupné z:
http://www.machsupport.com/wp-content/uploads/2013/04/mach_program.jpg.
39. *LinuxCNC*. [Online] [Citace: 20. 3 2018.] Dostupné z:
<https://forum.linuxcnc.org/media/kunena/attachments/723/Screenshot.png>.
40. *Clitishop*. [Online] [Citace: 10. 4 2018.] Dostupné z:
<https://www.clitishop.top/13khz-010v-pwm-signal-to-voltage-industrial-converter-digitalanalog-plc-ark-p-13274.htm>.
41. *Kovonastroje*. [Online] [Citace: 24. 4 2018.] Dostupné z:
<https://www.kovonastroje.cz/Chladici-systemy/Chladici-zarizeni/Univerzalni-chladici-zarizeni-9-litru-230V.html>.
42. *Hiwin spirálové kryty*. [Online] [Citace: 16. 4 2018.] Dostupné z:
http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/ostatni-prislusenstvi/179_spiralove-kryty.
43. *Hestego krycí měchy*. [Online] [Citace: 18. 4 2018.] Dostupné z:
<http://www.hestego.cz/krytovani-stroju/kryci-mechy/>.

Seznam příloh:

- | | |
|------------------------------------|----------------------------------|
| A. Katalogový list elektromotoru | |
| B. Výpis návrhu řemenového převodu | |
| C. Výpočet hřídele | |
| D. Sestavný výkres CNC soustruhu | DP2018-RAJ0028-1 |
| E. Výrobní výkres hřídele | DP2018-RAJ0028-5 |
| F. Datový nosič DVD | Rajdus_Ales_NavrhCNCsoustruhu_DP |